

Florianópolis, Dezembro de 2003

Universidade Federal de Santa Catarina

Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

**ANÁLISE DA SENSIBILIDADE DO CAMPO ACÚSTICO VEICULAR À
EXCITAÇÃO DO SISTEMA DE TRANSMISSÃO**

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA

Área de Concentração Vibrações e Acústica

sendo aprovada em sua forma final.

Banca Examinadora

Orientador

Prof. Samir N.Y. Gerges, Ph.D.

Prof. Arcanio Lenzi, Ph.D.

Prof. Edison da Rosa, Dr.Eng.

Prof. Roberto Jordan, Dr.Eng.

“Tudo tem seu tempo e até certas manifestações mais vigorosas e originais entram em voga ou saem de moda. Mas a sabedoria tem uma vantagem: é eterna.”

Baltasar Gracián

Agradecimentos

A GKN Driveline do Brasil, nas pessoas do seu Presidente, Eng. Wilson Gomes de Andrade, do Gerente de RH, Euclécio Zanetti e do Gerente da Engenharia de Produto, Eng. Edelmar R. Liedke pelo investimento na minha capacitação técnica e no desenvolvimento deste trabalho.

Ao Eng. Rubens Z.C. Gehlen, Chefe da Engenharia Experimental da GKN Driveline do Brasil, pelo apoio recebido mesmo nos momentos mais difíceis da elaboração deste trabalho.

Ao meu orientador, Prof. Samir N.Y. Gerges, Ph.D, pela amizade e apoio sem os quais este trabalho não poderia ter sido realizado.

Aos professores Arcanjo Lenzi, Ph.D. e Roberto Jordan, Dr.Eng., pelos ensinamentos recebidos não só nas disciplinas regulares, mas também no decorrer do período em que freqüentei o LVA-UFSC.

Aos amigos e colegas do LVA da UFSC, Mestrando Alexander Fortkamp, Doutorandos Júlio A. Cordioli, Marcelo Santos, Márcio Calçada e Mário Trichês Jr. e ao Dr. Fabiano R. Lima, pela amizade durante o período em que morei em Florianópolis além das importantes colaborações técnicas que muito auxiliaram nesta pesquisa.

Às colegas Doutorandas Lílian Graciolli e Juliana de Conto, pela amizade durante o tempo em que morei em Florianópolis.

Ao servidor Adilton Aguiar Teixeira do LVA-UFSC pelo empenho incondicional na busca de instalações e insumos para que a parte prática deste trabalho pudesse ser realizada.

Aos bolsistas de iniciação científica do LVA-UFSC, Evandro Cerqueira e Renata S. da Costa, pela valiosa ajuda recebida principalmente na parte experimental deste estudo.

Aos Drs. Washington J.N. de Lima e Felipe Vergara e ao Pós-Doutor Elias Teodoro pelo auxílio técnico obtido principalmente na abordagem numérica deste trabalho.

A Cathy P. Souto, pelo apoio recebido e pela compreensão em relação aos momentos em que não estive presente.

A minha família por nunca ter poupado esforços para que eu tivesse a melhor formação.

Resumo

A produção de veículos mais silenciosos tem sido um dos principais objetivos da indústria automotiva. O nível de ruído percebido pelos usuários está diretamente relacionado ao conforto e à percepção que os mesmos têm sobre a qualidade do veículo. Veículos com alto nível de ruído ou vibrações tendem a apresentar problemas de mercado, sendo rejeitados pelo consumidor.

Este trabalho se propõe a analisar um dos principais problemas no que diz respeito a ruído interno: a transmissão de energia vibro acústica do sistema de transmissão aos ocupantes. Para isso é feito um estudo completo de caracterização do campo acústico de um veículo e a posterior relação da vibração de um componente da transmissão, o semi eixo homocinético, neste campo.

O desenvolvimento desta pesquisa se dá através do uso de ferramentas de simulação numérica da cavidade presente no habitáculo de um veículo, do estudo de um modelo da cavidade em escala reduzida feito em madeira e acrílico, da determinação dos modos acústicos do veículo propriamente dito via experimentação e finalmente do uso da metodologia de análise de caminho de transmissão de vibração e ruído.

Abstract

The production of less noisy vehicles has been one of the main tasks of the automotive industries. The noise level heard by the passengers is directly related to the comfort and quality perception they have about the car. Models with high levels of noise and vibration aim to be neglected by the costumers and present market problems.

This job analyze one of the most important issues related to internal noise in vehicles, the transmission of vibro-acoustic energy from the transmission system to the passengers. The study is based on a complete characterization of the internal acoustic field of a car and the relation of the transmission system`s vibration level, specially the homocinetic halfshafts, with this field.

For the characterization of the cavity behavior, are used approachs as numeric simulation through finite elements, experimental study of the cavity in a scale model built in wood and acrylic and the validation of the results in the real vehicle. For the relation of the halfshaft vibration, it`s used the transfer path analysis methodology.

Sumário

Capa	<i>i</i>
Epígrafe	<i>ii</i>
Agradecimentos	<i>iii</i>
Resumo	<i>v</i>
Abstract	<i>vi</i>
Sumário	<i>1</i>
Lista de Símbolos	<i>10</i>
Lista de Figuras	<i>14</i>
Lista de Tabelas	<i>21</i>
Capítulo 1 - Introdução e Apresentação do Objeto de Estudo	<i>24</i>
Capítulo 2 - Revisão Bibliográfica	<i>32</i>
2.1 – Introdução	<i>32</i>
2.2 – Acústica de Ambiente Fechados	<i>33</i>
2.2.1 – Frequências Características de uma Cavidade Retangular	<i>33</i>
2.2.2 - Densidade Modal	<i>38</i>
2.2.3 - Velocidade do Som nos Fluidos	<i>40</i>
2.2.4 – Acústica de Cavidades Veiculares	<i>42</i>

2.2.5 –Acoplamento entre Fluido e Estrutura	43
2.3 – Vibração e Ruído Veicular	44
2.3.1 – Motor	44
2.3.1.1 – Análise de Esforços Internos de um Motor	46
2.3.1.1.1 – Motor Monocilíndrico	46
2.3.1.1.2 – Motores Multicilíndricos em Linha	51
2.3.1.1.3 – Esforços Gerados Pela Combustão	57
2.3.1.1.4 – Análise Vibracional de Um Motor de Quatro Cilindros em Linha	59
2.3.2 – Sistema de Transmissão	62
2.3.2.1 - Sistema de Transmissão por Semi Eixos Homocinéticos	63
2.3.2.1.1 - Junta Fixa	64
2.3.2.1.2 - Junta Deslizante	65
2.3.2.1.3 - Eixo Interconector	67
2.4 - Análise de Caminho de Transmissão de Vibração e Ruído Veicular ..	69
2.4.1 – Introdução	69
2.4.2 - Método de Análise do Caminho de Transmissão de Vibração e Ruído	70
2.4.3 - Outras Formas de Análise	72
2.4.4 – Caminho de Transmissão de Vibração via Sistema de Transmissão	73
Capítulo 3: Familiarização Com os Programas de Simulação Numérica	75

3.1 – Introdução	75
3.2 – Definição de uma Cavidade a ser Estudada	76
3.3 – Cálculo Teórico das Freqüências de Ressonância da Cavidade	77
3.4 – Medição da Resposta Acústica da Cavidade	79
3.4.1 – Instrumentação Utilizada	79
3.4.2 – Montagem do Experimento	79
3.4.3 – Resultados Obtidos	81
3.5 – Análise Numérica em Elementos Finitos	82
3.5.1 – Geração do Modelo Acústico	83
3.5.1.1 – Geração da Geometria da Cavidade	83
3.5.1.2 – Geração da Malha Acústica em Elementos Finitos	83
3.5.1.2.1 – Definição do Tipo de Elemento	83
3.5.1.2.2 – Definição do Tamanho Médio dos Elementos	84
3.5.2 – Geração do Modelo Estrutural	86
3.5.2.1 – Geração da Geometria do Contorno	86
3.5.2.2 – Geração da Malha Estrutural	87
3.5.3 – Análise dos Modelos Numéricos	87
3.5.3.1 – Simulação da Cavidade Acústica	87
3.5.3.1.1 – Resultados Obtidos	88
3.5.3.2 – Simulação da Estrutura	89
3.5.3.2.1 – Definição das Propriedades da Madeira	89
3.5.3.2.2 – Engaste da Estrutura	90

3.4.3.2.3 – Resultados Obtidos	91
3.5.5.3 – Simulação do Acoplamento Fluido-Estrutural	94
3.5.5.3.1- Resultados Obtidos	94
3.6 – Resultados Obtidos	96
3.7 – Conclusões	98
Capítulo 4 - Simulação Numérica da Cavidade Veicular sem Bancos ...	100
4.1 – Introdução	100
4.2 – Análise da Viabilidade do Uso de Modelos em Escala	102
4.3 - Obtenção das Dimensões da Cavidade a ser Estudada	103
4.4 - Geração da Cavidade Acústica no Programa ANSYS	105
4.4.1 – Geração da Geometria	105
4.4.2 - Geração da Malha Acústica em Elementos Finitos	108
4.4.2.1 – Definição do Tipo de Elemento	108
4.4.2.2 – Definição do Tamanho Médio dos Elementos	109
4.5- Geração da Estrutura no Programa ANSYS.....	110
4.5.1 – Geração da Malha em Elementos Finitos	111
4.5.1.1 – Definição do Tipo de Elemento	112
4.6– Análise dos Modelos Numéricos	112
4.6.1– Análise do Modelo Acústico	113
4.6.1.1– Resultados Obtidos	114
4.6.2– Análise do Modelo Estrutural	116
4.6.2.1 – Definição das Propriedades dos Materiais	118

4.6.2.2 – Condições de Contorno da Estrutura	118
4.6.2.3 – Resultados Obtidos	119
4.6.3 – Análise do Acoplamento entre Fluido-Estrutura	121
4.6.3.1- Resultados Obtidos	123
4.7 – Conclusões	126

Capítulo 5 – Estudo Experimental do Modelo da Cavidade Veicular em

Escala	128
5.1 – Introdução	128
5.2 - Construção do Modelo em Madeira	129
5.3 – Montagem do Experimento	131
5.3.1 – Condições de Contorno da Estrutura	131
5.3.2 – Instrumentação Utilizada	132
5.3.3 – Montagem dos Equipamentos	132
5.3.4 – Verificação da Influência do Isolamento Mecânico entre a Fonte e a Estrutura	133
5.4 – Análise Experimental	135
5.5 – Resultados Obtidos	135
5.5.1 – Metodologia de Análise dos Resultados	136
5.5.2 – Análise dos Resultados	136
5.6 – Conclusões	141

Capítulo 6 - Análise do Comportamento Acústico da Caverna

Veicular sem Bancos	143
6.1 – Introdução	143
6.2 – Estudo Comparativo entre Fontes Sonoras	144
6.2.1 – Montagem do Experimento e Instrumentação Utilizada	144
6.2.2 – Apresentação e Análise dos Resultados	145
6.3 – Análise da Caverna Veicular	149
6.3.1 – Instrumentação Utilizada	150
6.3.2 – Influência do Nível da Excitação	150
6.3.3 – Influência da Orientação Espacial da Fonte	152
6.3.4 – Identificação dos Modos Acústicos	156
6.3.4.1 – Metodologia Utilizada	156
6.4 – Apresentação dos Resultados	159
6.4.1 - Amplitudes Acústicas Encontradas	159
6.5 – Conclusões	163
Capítulo 7 Simulação Numérica da Caverna Veicular com Bancos	164
7.1 – Introdução	164
7.2 – Simulação dos Bancos com Elementos Fluidos	164
7.2.1 – Criação da Malha 2D	165
7.2.2 - Comparação da Malha 2D sem Bancos com 3D sem Bancos	168
7.2.3 – Análise com Bancos Representados com Densidade Superior à do Ar	169

7.2.4 – Análise dos Bancos Representados com Propriedades da Espuma	172
7.2.4.1 – Obtenção das Propriedades da Espuma dos Bancos	172
7.2.4.1.1 – Determinação da Densidade da Espuma	172
7.2.4.1.2 – Determinação da Velocidade do Som na Espuma	173
7.2.4.2 – Simulação dos Bancos com os Valores Encontrados	178
7.2.5 – Análise com Bancos Representados com Propriedades de Diferentes Fluidos	180
7.2.6 – Conclusões Preliminares	183
7.3 – Simulação dos Bancos como Contorno da Cavidade	184
7.3.1 – Criação da Geometria e da Malha Acústica	184
7.3.2 – Simulação no SYSNOISE	185
7.3.3 – Resultados Obtidos	186
7.3.4 – Conclusões Preliminares	189
7.4 – Conclusões Finais	191
 Capítulo 8 – Análise do Comportamento Acústico da Cavidade	
Veicular com Bancos	193
8.1 – Introdução	193
8.2 – Metodologia de Análise	194
8.3 – Instrumentação Utilizada	194
8.4 – Análise via FRF's da Cavidade	194
8.4.1 – Apresentação dos Resultados	195

8.4.2 – Metodologia de Análise	199
8.5 – Análise via Mapeamento de Pressão Acústica com Sinal Senoidal ..	199
8.5.1 – Metodologia Utilizada	199
8.5.1.1 – Avaliação da Sensibilidade do Campo Acústico em Função da Presença ou Não de uma Pessoa	200
8.5.1.2 – Definição dos Pontos de Medição	202
8.6 – Apresentação dos Resultados	202
8.7 – Conclusões Finais	207
 Capítulo 9 – Análise da Excitação do Campo Acústico pelo Semi Eixo	
Homocinético	208
9.1 – Introdução	208
9.2 – Definição do Ponto de Excitação	209
9.3 - Montagem do Experimento	210
9.3.1 – Definição do Ponto de Excitação	210
9.3.2 – Montagem do Sistema Excitador	212
9.3.3 – Instrumentação Utilizada	214
9.3 – Obtenção da Curva de Sensibilidade do Caminho	216
9.3.1 – Avaliação da Influência do Tipo de Sinal de Excitação	216
9.3.2 – Avaliação da Influência do Nível de Excitação.....	217
9.3.3 – Identificação das Freqüências de Ressonâncias Acústicas Excitadas Pela Vibração na Suspensão	220
9.3.4 – Conclusões Preliminares	220

9.4 – Avaliação da Influência da Variação da Freqüência de Ressonância do Semi Eixo no Campo Acústico	221
9.4.1 – Método de Variação da Freqüência Natural do Eixo	222
9.4.2 – Identificação e Alteração da Freqüência Natural do Eixo	224
9.4.2.1 – Instrumentação Utilizada e Montagem do Experimento	225
9.4.2.2 – Resultado Obtido	226
9.4.2.3 – Alteração da Freqüência Natural do Eixo via Adição de Massa	228
9.4.3 – Avaliação da Resposta do Caminho de Transmissão à Alteração da Freqüência Natural do Semi Eixo	230
9.5 – Conclusões	231
Capítulo 10 – Conclusões	233
Capítulo 11 – Perspectivas de Novos Trabalhos	238
Referências Bibliográficas	240
Anexo	245

Lista de Símbolos

α	Deslocamento angular do virabrequim (alavanca) em relação ao eixo central do cilindro.
α_i	Posicionamento angular do moente do i ésimo cilindro em relação ao seu eixo.
α_{i1}	Ângulo relativo do moente do i ésimo cilindro em relação ao moente do primeiro cilindro.
β	Deslocamento angular da biela em relação ao eixo do cilindro.
γ	Razão entre o calor específico do gás com pressão constante e seu calor específico com volume constante.
∂	Derivada parcial.
λ	Razão r/L .
ρ	Densidade do fluido.
Ω	Primeira derivada temporal do deslocamento angular do virabrequim em relação ao eixo central do cilindro.
∇	Operador Laplaciano.
A_1, B_1, D_1	Constantes arbitrárias.
C	Velocidade de propagação do som no meio.
C	Curso total do pistão.
df	Banda de frequências.
d_i	Distância entre o eixo do cilindro e o centro geométrico do motor.

dN_f	Número de freqüências de ressonância dentro de uma banda.
F	Força geradas pela massa do pistão.
f_c	Freqüência central da banda.
F_{exp}	Força causada pela explosão sobre o cilindro.
$F_{inércia}$	Força de inércia do pistão.
$F_{inércia1}$	Força de inércia do pistão relacionada à primeira ordem de giro do virabrequim.
$F_{inércia2}$	Força de inércia do pistão relacionada à segunda ordem de giro do virabrequim.
f_m	Freqüência máxima de análise.
F_m	Força de excitação da ordem.
F_{ml}	Freqüência de marcha lenta de um motor.
F_{mm}	Freqüência de máxima rotação de um motor.
$f_{n_x n_y n_z}$	Freqüências de ressonância de uma sala retangular.
f_R	Primeira freqüência de ressonância entre duas paredes paralelas.
f_{r1}	Primeira freqüência de ressonância entre paredes paralelas para o modelo real.
f_{r2}	Primeira freqüência de ressonância entre paredes paralelas para o modelo em escala.
$F_{TInércia}$	Força total de inércia de um motor multicilíndrico.
$F_{TInércia1}$	Força total de inércia de um motor multicilíndrico relacionada à primeira ordem de giro do virabrequim.

$F_{TInércia2}$	Força total de inércia de um motor multicilíndrico relacionada à segunda ordem de giro do vibrabrequim.
K	Número de onda.
$k_{n_x n_y n_z}$	Autovalores da equação da para sala retangular nas direções x,y,z.
L	Comprimento da biela considerada do centro do pino do pistão ao centro do moente do virabrequim.
L_e	Somatório do comprimento das arestas do enclausuramento.
L_E	Comprimento máximo permitido para a aresta dos elementos.
L_p	Distância entre paredes paralelas.
L_x, L_y, L_z	Dimensões de uma sala retangular na direções “x”, “y” e “z”.
M_{desb_i}	Momento gerado por um pistão “i” qualquer.
M_{desb_t}	Momento de desbalanceamento total de um motor multicilindrico.
M_{desb_1}	Momento de desbalanceamento de um motor multicilindrico relacionado à primeira ordem de giro do vibrabrequim.
M_{desb_2}	Momento de desbalanceamento de um motor multicilindrico relacionado à segunda ordem de giro do vibrabrequim.
m_p	Massa do pistão.
n	Ordem dos nós.
N	Número total de cilindros de um motor.
N_f	Número de freqüências naturais até determinada freqüência.

<i>Ord</i>	Ordem de giro do virabrequim.
<i>p</i>	Pressão sonora.
<i>P</i>	Pressão atmosférica.
<i>PMI</i>	Ponto morto inferior do curso do pistão.
<i>PMS</i>	Ponto morto superior do curso do pistão.
$p_{n_x, n_y, n_z}(x, y, z)$	Campo de pressão da sala.
<i>r</i>	Comprimento da alavanca do virabrequim considerada do centro do moente do mancal ao centro do moente de conexão com a biela.
<i>R</i>	Constante universal dos gases.
<i>S</i>	Somatório das áreas das superfícies do enclausuramento.
<i>t</i>	Temperatura ambiente.
\ddot{x}	Aceleração do pistão em relação ao PMS.
<i>x, y, z</i>	Coordenadas espaciais.
x_p	Deslocamento do pistão no seu eixo tomando como base o PMS.
<i>V</i>	Volume da cavidade.

Lista de Figuras

2.1	Cavidade retangular	34
2.2	Esquema de um motor monocilíndrico	48
2.3	Gráfico de esforços de inércia do movimento do pistão de um motor monocilíndrico	51
2.4	Posição dos moentes dos cilindros sobre o virabrequim	52
2.5	Movimento de balanço causado pelo momento de desbalanceamento	54
2.6	Posicionamento dos cilindros em relação ao centro geométrico do motor	55
2.7	Direção da Força de Explosão " F_{exp} "	58
2.8	Esquema de posicionamento dos moentes do motor 4 cilindros em linha	60
2.9	Configuração de um semi eixo homocinético	64
2.10	Aplicação de semi eixo homocinético em veículo de tração dianteira.	64
2.11	Junta fixa tipo Rzeppa em vista explodida	65
2.12	Junta deslizante do tipo tripóide	67
2.13	Excitação do primeiro modo de flexão do eixo pelo motor	68
2.14	Caminho de transmissão vibro-acústica via semi eixos homocinético	74
3.1	Montagem esquemática do sistema de medição no experimento da caixa de madeira	80

3.2	Resposta acústica da caixa	81
3.3	Malha acústica da caixa em elementos finitos	86
3.4	Engastes da caixa	92
3.5	Modos de deformação estrutural da caixa para análise 1	92
3.6	Modos de deformação estrutural da caixa para análise 2	93
4.1	Dimensões da cavidade do veículo (vista lateral)	104
4.2	Dimensões da cavidade do veículo (vista dianteira)	104
4.3	Criação dos pontos da cavidade no ANSYS	106
4.4	Geração de volumes da cavidade no ANSYS	106
4.5	Volume final da cavidade no ANSYS	107
4.6	Criação do volume do parabrisa dianteiro no ANSYS	108
4.7	Modo acústico da cavidade sem bancos em 163,0Hz	115
4.8	Modos Acústicos da cavidade em 307,3 e 341,9Hz	115
4.9	Modos acústicos da cavidade em 381,4 e 438,9Hz	115
4.10	Modos acústicos da cavidade em 460,9 e 477,7Hz	116
4.11	Conjunto de elementos com espessura 5 mm de madeira	117
4.12	Conjunto de elementos com espessura de 9mm de madeira e reforços	117
4.13	Conjunto de elementos com propriedades de madeira e acrílico	117
4.14	Nós de aplicação da condição de contorno	119
4.15	Modos estruturais do modelo em 58,1 e 166,8Hz	122
4.16	Modos estruturais do modelo em 237,7 e 264,4Hz	122

4.17	Modos estruturais do modelo em 309,5 e 405,9Hz	123
4.18	Modos estruturais do modelo em 447,1 e 522,8Hz	123
5.1	Modelo em madeira	130
5.2	Posicionamento dos “sargentos” na estrutura	130
5.3	Pontos de apoio dos “sargentos” na estrutura	130
5.4	Modelo de presilha tipo “sargento” com as utilizadas no experimento	131
5.5	Estrutura apoiada por cabos de “nylon”	132
5.6	Montagem esquemática do experimento	133
5.7	FRF`s da cavidade com e sem espuma abaixo da fonte	134
5.8	Figura 5.8: Localização e numeração dos pontos de medição na cavidade	135
5.9	FRF`s dos pontos da dianteira da cavidade	137
5.10	FRF`s dos pontos da traseira da cavidade	137
5.11	FRF`s dos pontos centrais (em corte transversal)	138
5.12	FRF`s dos pontos da lateral direita da cavidade	138
5.13	FRF`s dos pontos da lateral esquerda da cavidade	139
6.1	Montagem do experimento de avaliação de fontes	146
6.2	FRF`s da Fonte 1 com dois níveis de excitação	147
6.3	FRF`s da fonte 2 com dois níveis de excitação	148
6.4	FRF`s da fonte 3 com dois níveis de excitação	148
6.5	FRF`s da cavidade com três diferentes níveis de excitação em “dB” ..	151

6.6	FRF`s da cavidade com três diferentes níveis de excitação em “Pa”..	152
6.7	Esquema de posicionamento da “orientação 1” da fonte	153
6.8	Esquema de posicionamento da “orientação 2” da fonte	154
6.9	Esquema de posicionamento da “orientação 3” da fonte	154
6.10	FRF`s da cavidade com a fonte orientada em três sentidos em “dB”..	155
6.11	FRF`s da cavidade com a fonte orientada em três sentidos em “Pa”.	155
6.12	Posicionamento dos pontos de medição no veículo	157
6.13	FRF`s dos Três Pontos de Medição (escala até 32Pa)	158
6.14	FRF`s dos Três Pontos de Medição (escala até 8Pa)	158
6.15	Mapa de pressão sonora da cavidade em “dB” para 60,1Hz	159
6.16	Mapa de pressão sonora da cavidade em “dB” para 113,8Hz	160
6.17	Mapa de pressão sonora da cavidade em “dB” para 124,4Hz	160
6.18	Mapa de pressão sonora da cavidade em “Pa” para 141,1Hz	160
6.19	Mapa de pressão sonora da cavidade em “Pa” para 159,8Hz	161
6.20	Mapa de pressão sonora da cavidade em “Pa” para 181,2Hz	161
6.21	Mapa de pressão sonora da cavidade em “dB” para 188,8Hz	161
7.1	Posição de corte da cavidade para geração da malha 2D	166
7.2	Malha 2D sem bancos no ANSYS	167
7.3	Malha 2D com bancos no ANSYS	167
7.4	Modos Acústicos da cavidade 2D em 162,8 e 308,1Hz	169
7.5	Modos Acústicos da cavidade 2D em 437,3Hz e 474,3Hz	169
7.6	Modos Acústicos da cavidade 2D com bancos em 162,9 e 307,2Hz .	171

7.7	Modos Acústicos da cavidade 2D com bancos em 418,7 e 444,4Hz .	171
7.8	Modos Acústicos da cavidade com bancos em 474,0 e 493,9Hz	171
7.9	Montagem do Experimento para Medição da Velocidade do Som no Ar	175
7.10	Montagem do Experimento para Medição da Velocidade do Som na Espuma	176
7.11	Geometria 3D da cavidade com os bancos no ANSYS – vista em perspectiva	185
7.12	Geometria 3D da cavidade com os bancos no ANSYS – vista lateral.	186
7.13	Modos Acústicos da cavidade 3D com bancos em 132,6 e 259,9Hz..	188
7.14	Modos Acústicos da cavidade 3D com bancos em 345,3 e 370,7Hz..	188
7.15	Modos Acústicos da cavidade 3D com bancos em 378,3 e 425,0Hz..	188
7.16	Modos Acústicos da cavidade 3D com bancos em 444,8 e 487,3Hz..	189
7.17	Modo Acústico da cavidade 3D com bancos em 537,7Hz	189
7.18	Caminho de formação da onda estacionária nos modos longitudinais	190
7.19	Formação de modos circunferenciais	191
7.20	Banco veicular típico	192
8.1	Pontos de aquisição das FRF`s no veículo com bancos	195
8.2	FRF`s do plano de pontos transversal traseiro da cavidade com bancos	196
8.3	FRF`s do plano de pontos transversal central da cavidade com bancos	196

8.4	FRF`s do plano de pontos transversal dianteiro da cavidade com bancos	197
8.5	FRF`s do plano de pontos longitudinal esquerdo da cavidade com bancos	197
8.6	FRF`s do plano de pontos longitudinal central da cavidade com bancos	198
8.7	FRF`s do plano de pontos longitudinal direito da cavidade com bancos	198
8.8	Sensibilidade do campo acústico em função da presença de uma pessoa	201
8.9	Mapa de pressão sonora da cavidade com bancos em “dB” para 51,8Hz	205
8.10	Mapa de pressão sonora da cavidade 3D com bancos em “dB” para 127,8Hz	205
8.11	Mapa de pressão da cavidade 3D com bancos em “dB” para 138,1Hz	206
8.12	Mapa de pressão da cavidade 3D com bancos em “dB” para 191,9Hz	206
9.1	Configuração esquemática do veículo em estudo (vista frontal)	209
9.2	Ponta de Eixo utilizada no teste	211
9.3	Suspensão dianteira direita com a ponta de eixo	211
9.4	Montagem do “shaker” ao lado da roda	213

9.5	Montagem do “shaker” sob a roda	213
9.6	Posicionamento do “shaker” (vista lateral)	214
9.7	Montagem esquemática do experimento	215
9.8	FRF`s do sistema em função de dois tipos de excitação	216
9.9	Coerência das medições com diferentes tipos de sinal de excitação	217
9.10	FRF`s do sistema em função do nível de excitação	218
9.11	Coerência das medições com nível de 0,2 e 0,8V de saída do gerador	219
9.12	Identificação dos Modos Acústicos na Curva de Sensibilidade	221
9.13	Cilindros para adição de massa do eixo	223
9.14	Dispositivo para fixação dos cilindros ao eixo	223
9.15	Esquema de Adição de Massa ao Eixo	224
9.16	Montagem Esquemática do Carro na Rampa	225
9.17	Montagem do Sistema de Medição	227
9.18	FRF do eixo original no veículo	227
9.19	FRF`s do eixo no veículo com adição de massas	229
9.20	Coerência das medições com o eixo sintonizado nas duas frequências de análise	229
9.21	Resposta do caminho em função da frequência natural do eixo	230

Lista de Tabelas

3.1	Frequências naturais acústicas algébricas da caixa de madeira	78
3.2	Comparação das frequências naturais experimentais e algébricas da caixa	81
3.3	Frequências naturais acústicas da cavidade em modelo numérico ...	88
3.4	Resultados numéricos das duas simulações estruturais da caixa	93
3.5	Resultados numéricos estruturais da caixa para a análise 1	95
3.6	Resultados numéricos experimentais para a análise 2	95
3.7	Comparação entre os resultados das análises 1 e 2	96
3.8	Comparação entre os resultados das duas análises 1 e 2 com o experimental	97
3.9	Comparação da variação média dos modos acústicos e estruturais ..	98
4.1	Resultados da simulação acústica da cavidade sem bancos	114
4.2	Resultado da simulação estrutural do modelo em escala	120
4.3	Comparação entre os modos acoplados com os originários	124
4.4	Variação média das frequências naturais acopladas com as dos modelos originários	126
5.1	Resultados dos resultados do modelo em escala comparados com os do modelo numérico (c=346,0 m/s)	140
5.2	Resultados dos resultados do modelo em escala comparados com os do modelo numérico (c=348,2 m/s)	140

5.3	Diferença média entre o modelo experimental e o numérico	141
6.1	Resultado do experimento de qualificação das fontes	149
6.2	Comparação entre o modelo numérico, em escala e o real sem bancos	162
6.3	Diferença média entre os resultados do modelo numérico, em escala e o real	163
7.1	Comparação entre resultados dos modelos 2D e 3D sem bancos	168
7.2	Comparação entre resultados do modelo 2D sem bancos e com bancos representados com densidade superior a do ar	170
7.3	Resultados da Medição de Velocidade do Som no Ar	177
7.4	Resultados da medição da velocidade do som na espuma	178
7.5	Comparação de resultados do modelo sem bancos e com os bancos representados com propriedades diferentes	179
7.6	Comparação da variação média das frequências de ressonância da análise sem bancos e com bancos representados com propriedades diferentes (%)	180
7.7	Propriedades da água e do mercúrio	180
7.8	Comparativo entre resultados da simulação dos bancos com prop. da água em relação às outras propriedades	181
7.9	Comparativo entre resultados da simulação dos bancos com prop. do mercúrio em relação às outras propriedades	182
7.10	Variação média das simulações com água e mercúrio em relação às	182

com outras propriedades	
7.11 Comparação de resultados da simulação da cavidade com bancos como contorno da cavidade em relação à condição sem bancos	187
8.1 Comparação entre frequências naturais experimentais e numéricas para a cavidade com bancos	203

Capítulo 1

Introdução e Apresentação do Objeto de Estudo

A redução de níveis vibro-acústicos dos veículos tem sido um dos principais desafios da indústria automotiva. A concorrência de mercado, aliada ao maior nível de exigência dos consumidores, faz com que se pesquise cada vez mais formas de tornar os carros mais silenciosos e com menor nível de vibração. A preocupação se estende desde a qualidade da queima da mistura ar combustível dentro do motor até sofisticados sistemas de controle ativo de ruído e vibração nas suspensões e no habitáculo.

Veículos com problemas vibro-acústicos tendem a ser rejeitados pelo consumidor e enfrentar problemas de mercado. O ruído ou vibração recebidos pelos ocupantes tem influência direta na sua percepção tanto objetiva quanto subjetiva sobre a qualidade geral do carro. Carros mais silenciosos e com baixos níveis vibratórios demonstram qualidade de projeto e construção, tendo a preferência dos compradores.

As principais causas de problemas vibro-acústicos em automóveis é o motor, o sistema de transmissão e o ruído de rodagem. O primeiro aparece como a principal fonte de desconforto devido às altas magnitudes que gera por ser a

fonte excitadora dos demais sistemas. O sistema de transmissão aparece em segundo lugar em importância e caracteriza-se por gerar problemas em uma ampla faixa de frequências. Além de funcionar como fonte vibro-acústica, gerando os mais diversos tipos de excitação, ele também amplifica a energia proveniente do motor, transmitindo-a aos demais componentes ou sistemas do carro. O terceiro é bastante dependente da condição do pavimento encontrada e das características da suspensão, caracterizando-se como um problema de frequências mais baixas.

Outro ponto importante no entendimento de problemas dinâmicos em automóveis é a maneira como as excitações chegam aos ocupantes. Por serem fabricados em metal, os veículos apresentam propensão a transmitir com facilidade a energia vibro-acústica das fontes antes mencionadas aos demais pontos. Desta forma, tem-se buscado entender estes caminhos de transmissão objetivando impedir a propagação através de amortecimento ou isolamento ou até mesmo buscando evitar a colocação de fontes potenciais em locais sensíveis. Os caminhos de transmissão podem ser do tipo estrutural, onde a vibração é transmitida via componentes mecânicos, via ar, onde o ruído é transmitido através de espaços de ar entre componentes ou também uma combinação das duas formas.

Para que se possa projetar de forma mais precisa um componente, é necessário que se conheça o comportamento dos sistemas com o qual o mesmo

vai trabalhar. Faz-se necessário compreender o tipo, magnitude e faixa de frequências de trabalho de possíveis fontes que possam vir a excitar a peça em desenvolvimento, bem como a influência que a mesma terá sobre os demais sistemas. Este trabalho é geralmente iniciado na fase de projeto do veículo, onde simulações numéricas com métodos como Elementos Finitos, Elementos de Contorno ou Análise Estatístico Energética direcionam o desenvolvimento das peças. O próximo passo é a confirmação dos resultados na fase de protótipo onde veículos são fabricados artesanalmente buscando a maior relação possível com o modelo final.

Além disso, este estudo também é de grande valia durante a fase de produção do veículo. Nela surgem alterações buscando corrigir problemas não antes identificados, buscando reduções de custo ou simplesmente tentando melhorar o desempenho de peças ou sistemas.

Em se tratando do sistema de transmissão em especial, o ruído interno do carro é o produto de dois fatores, da vibração e ruído irradiado pelo próprio sistema e pela eficiência da estrutura, neste caso considerada caminho de transmissão, em amortecer estes fenômenos. Entende-se por caminho os componentes ou espaços de ar que servem como ponte de ligação para a passagem de energia vibro-acústica da peça em estudo até os ocupantes. Para problemas em frequências mais baixas, tipicamente abaixo de 700Hz, é estimado

que apenas 20% da energia seja transmitida via ar, sendo o restante transmitido via estrutura.

Além de transmitir os problemas, o caminho também os modifica podendo amplificá-los ou amortecê-los. A amplificação deve-se a frequências naturais das diversas estruturas que aumentam o nível de energia recebido passando-o aos demais componentes. O amortecimento se dá, geralmente, pela adição de matérias com este propósito capazes de dissipar a energia vibratória em forma de calor, diminuindo seus níveis. Outro fator importante, principalmente em baixas frequências, é a excitação de modos acústicos da cavidade interna do carro. Estes, assim como os estruturais, implicam em um aumento de magnitude da excitação recebida, gerando problemas. Estas ressonâncias modificam o campo acústico interno, criando regiões de alta e baixa pressão acústica. Uma forma de evitar ou ao menos diminuir o desconforto é impedir o casamento de frequências naturais da fonte e dos componentes do caminho, inclusive da cavidade interna que é tratada como um componente.

Este trabalho se propõe a estudar a influência do semi eixo homocinético no campo acústico interno de um veículo. Neste caso, pretende-se analisar a resposta de modos acústicos da cavidade à excitação da peça quando esta é sintonizada na mesma frequência. O trabalho se desenvolve tendo como base um automóvel de passageiro de fabricação nacional do tipo camionete. Este é um FIAT Palio Weekend, vendido no Brasil, e que apresenta tração dianteira com

transmissão via semi eixos homocinéticos. Além disso, suas características são bastante comuns e representativas da maioria dos automóveis de passeio como estrutura feita em chapas de aço, motor de quatro cilindros em linha a quatro tempos disposto transversalmente e suspensão dianteira independente do tipo McPherson.

O estudo é realizado através da caracterização do comportamento do campo acústico interno do habitáculo do veículo através de análises em modelo numérico, em modelos da cavidade em escala reduzida e do próprio veículo. O passo seguinte é a identificação do comportamento do semi eixo homocinético e avaliação de sua influência nos modos acústicos.

O trabalho pode ser dividido em duas etapas básicas: a identificação dos modos acústicos da cavidade e a posterior análise de sua sensibilidade à excitação do semi eixo. A primeira, com certeza a mais trabalhosa e extensa, envolve as atividades desenvolvidas do capítulo 4 ao 8 e a segunda, as relatadas no capítulo 9. Os assuntos foram separados em capítulos conforme apresentado a seguir:

- Capítulo 2: trata-se da revisão bibliográfica dos assuntos pertinentes ao desenvolvimento do trabalho. Nele constam as informações que direcionaram o andamento da pesquisa. Estas foram obtidas em publicações de autores consagrados da área de acústica e engenharia veicular além de publicações

técnicas desenvolvidas principalmente por empresas da área e universidades voltadas à pesquisa de assuntos relacionados ao estudo de ruído e vibrações e automóveis.

- Capítulo 3: este apresenta os estudos realizados para familiarização do pesquisador com as ferramentas numéricas como o programa utilizado para a geração de geometrias e malhas em elementos numéricos bem como o aplicado para a solução dos problemas vibro-acústicos. Além de ajudar na ambientação com os programas, esta etapa serve para confirmação dos resultados fornecidos pelos mesmos.

- Capítulo 4: nele se inicia o estudo acústico do veículo em uma condição bastante simples, sem os bancos. É nesta parte do trabalho que se obtêm, via elementos finitos, as primeiras informações sobre os modos acústicos da cavidade veicular.

- Capítulo 5: neste passo da pesquisa, é estudado um modelo em escala da cavidade interna do carro produzido em madeira com fator de escala de 2,7:1. Seu principal objetivo é certificar os resultados do capítulo anterior e servir como guia no desenvolvimento do estudo do veículo.

- Capítulo 6: nele são relatadas as primeiras atividades desenvolvidas no veículo propriamente dito. Com base nos resultados fornecidos pelos dois

capítulos anteriores, é obtida a resposta acústica da cavidade ainda sem a presença dos bancos.

- Capítulo 7: neste item é iniciada a pesquisa acústica do carro totalmente montado, ou seja, na sua real condição de uso. Como no capítulo 4, é necessário estimar da melhor forma possível as frequências naturais da cavidade bem como suas formas modais associadas para que sirvam de auxílio no estudo do veículo.

- Capítulo 8: é nesta etapa que se encerram as pesquisas relacionadas à caracterização do campo acústico veicular. Com base nas informações obtidas no capítulo anterior, são determinadas as frequências naturais do habitáculo do carro em sua condição real de uso.

- Capítulo 9: este capítulo apresenta o trabalho desenvolvido para relacionar o comportamento vibratório do semi eixo homocinético ao campo acústico interno do veículo. Nesta fase é estudado o caminho de transmissão vibro-acústico desde o ponto de conexão do semi eixo na torre da suspensão até a percepção em termos de ruído que o motorista teria dentro do carro. Ao final, o semi eixo é sintonizado em uma frequência sensível do caminho causada por um modo acústico e em uma de pouca sensibilidade visando quantificar a diferença de se adotar cada opção.

- Capítulo 10: nele são apresentadas as conclusões gerais obtidas no trabalho.

- Capítulo 11: são apresentadas perspectivas para o desenvolvimento de novos trabalhos na área.

Capítulo 2

Revisão Bibliográfica

2.1 – Introdução

O objetivo deste capítulo é revisar os principais assuntos que serão abordados nos capítulos seguintes deste trabalho a fim de orientar o seu desenvolvimento. Esta revisão tem importância significativa para o desenvolvimento desta pesquisa, uma vez que é baseada tanto em livros técnicos de autores consagrados da área como em literatura técnica e relatórios de experimentos práticos. A revisão de livros técnicos é relevante para a obtenção de conceitos teóricos sobre os temas abordados. Já os relatórios técnicos abrangem principalmente as pesquisas realizadas na indústria automotiva e universidades dedicadas ao estudo do assunto automóvel. Por isso acrescentam informações importantes quanto ao atual panorama no que diz respeito às pesquisas realizadas na área.

Além disso, esta revisão tem como objetivo servir como fonte de pesquisa e de referências bibliográficas para trabalhos futuros. Para isso, todas as referências citadas no decorrer do capítulo serão listadas ao final deste trabalho.

2.2 – Acústica de Ambiente Fechados

Como o objetivo deste trabalho é conhecer o comportamento acústico de uma cavidade veicular para que se possa verificar a influência do sistema de transmissão sobre o mesmo, faz-se necessário entender como o som se comporta dentro de uma cavidade fechada.

A cavidade interna de um veículo pode ser considerada bastante complexa devido à própria geometria da carroceria do carro, com todos os seus contornos, bem como devido à presença de objetos e componentes que no seu interior. Segundo [1], no estudo do campo sonoro de ambientes fechados, devem-se considerar variáveis complexas como: forma geométrica do ambiente, absorção acústica, reflexões e difrações das várias paredes.

Como uma abordagem algébrica do enclausuramento de um veículo é praticamente impossível devido às complicações citadas acima, será estudado o comportamento acústico de uma sala retangular de paredes rígidas. Esta análise é válida uma vez que este pode ser considerado um modelo simplificado de um caso mais complicado como o encontrado no carro. Também se deve manter em mente que, caso uma análise algébrica do modelo complexo fosse feita, utilizar-se-ia a mesma teoria que será explicitada a seguir.

2.2.1 – Frequências Características de uma Cavidade Retangular

Segundo [1,2], a teoria mais adequada para estudar o comportamento acústico de uma cavidade é a análise modal (ondas acústicas), onde a mesma pode ser tratada como um ressonador complexo tendo vários modos acústicos, cada um com sua frequência característica de ressonância livre e amortecimento.

A análise inicial, segundo [2], é feita através de uma cavidade paralelepípeda com lados se estendendo de $x=0$ a $x=L_x$ na direção “x” e de $y=0$ a $y=L_y$ e $z=0$ a $z=L_z$, nas direções “y” e “z”, respectivamente. Esta cavidade é mostrada na figura 2.1. Outra consideração é assumir as paredes como totalmente rígidas.

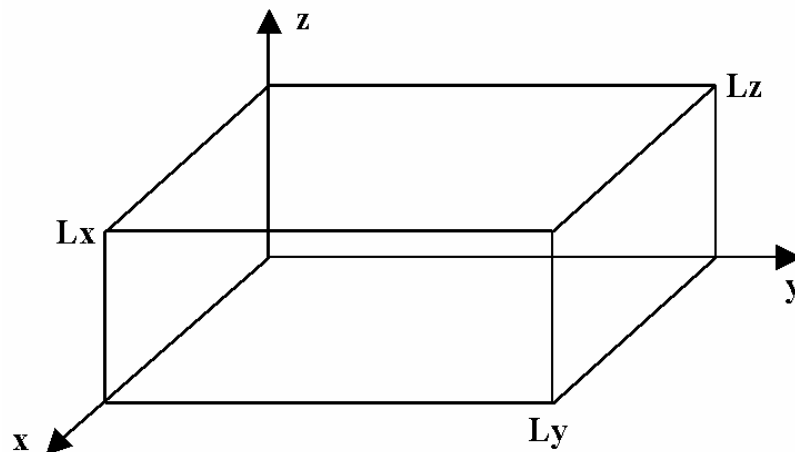


Figura 2.1: Cavidade retangular.

Em coordenadas cartesianas, a equação de onda pode se escrita como:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} + k^2 p = 0 \quad , \quad (2.1)$$

As variáveis podem ser separadas, o que significa que a solução pode ser composta por três fatores:

$$p(x, y, z) = p_1(x)p_2(y)p_3(z) \quad . \quad (2.2)$$

Tais fatores dependem somente de “x”, de “y” ou de “z”, respectivamente. Se o produto é inserido na equação da onda acústica:

$$\nabla^2 p = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad , \quad (2.3)$$

obtêm-se três equações diferenciais ordinárias. O mesmo é válido para as condições de contorno. Por exemplo, “ p_1 ” deve satisfazer a equação:

$$\frac{d^2 p_1}{dx^2} + k_x^2 p_1 = 0 \quad , \quad (2.4)$$

levando em conta a condição de contorno:

$$\frac{dp_1}{dx} = 0 \quad , \quad (2.5)$$

para $x=0$ e $x=L_x$.

Analogamente pode-se considerar o mesmo raciocínio para “ $p_2(y)$ ” e “ $p_3(z)$ ”.

As constantes inseridas podem ser relacionadas conforme mostrado abaixo:

$$k_x^2 + k_y^2 + k_z^2 = k^2 \quad . \quad (2.6)$$

A Eq. (2.4) apresenta a solução geral:

$$p_1(x) = A_1 \cos(k_x x) + B_1 \sin(k_x x) \quad . \quad (2.7)$$

As constantes “ A_1 ” e “ B_1 ” são utilizadas para adaptar a solução às condições de contorno. Então se deve definir $B_1=0$, uma vez que somente a

função cosseno apresenta a tangente horizontal requerida pela Eq. (2.5) para $x=0$. Para se obter também tangente horizontal em $x=L_x$, deve-se ter $\cos(K_x L_x) = \pm 1$. Então " $K_x L_x$ " deve ser um inteiro múltiplo de " π ". Com isso " K_x " deve assumir um dos valores permitidos:

$$k_x = \frac{n_x \pi}{L_x} \quad (2.8)$$

Como consequência das condições de contorno, " n_x " é um inteiro não negativo. Analogamente se obtêm os valores permitidos para " k_y " e " k_z ":

$$k_y = \frac{n_y \pi}{L_y} \quad (2.9)$$

e

$$k_z = \frac{n_z \pi}{L_z} \quad (2.10)$$

Inserindo estes valores na Eq. (2.6) resulta na equação dos autovalores da equação de onda:

$$k_{n_x n_y n_z} = \pi \left[\left(\frac{n_x}{L_x} \right)^2 + \left(\frac{n_y}{L_y} \right)^2 + \left(\frac{n_z}{L_z} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.11)$$

Os modos associados aos autovalores são simplesmente obtidos pela multiplicação de três cossenos os quais descrevem a dependência da pressão sonora em função das coordenadas:

$$p_{n_x n_y n_z}(x, y, z) = D_1 \cos\left(\frac{n_x \pi x}{L_x}\right) \cos\left(\frac{n_y \pi y}{L_y}\right) \cos\left(\frac{n_z \pi z}{L_z}\right). \quad (2.12)$$

Onde “ D_1 ” é uma constante arbitrária. Esta equação representa a onda estacionária tridimensional. Para que a mesma fique completa, deve-se incluir o fator “ $\exp(i\omega t)$ ” que descreve a dependência temporal da pressão sonora.

A pressão sonora é zero em todos os momentos para aqueles pontos em que ao menos um dos cossenos seja zero. Isto ocorre para todos os valores de “ x ” que sejam múltiplos de “ $L_x/2n_x$ ” e para os valores análogos de “ y ” e “ z ”. Então, estes pontos de ausência de pressão sonora formam três conjuntos de planos equidistantes chamados planos nodais, que são mutuamente ortogonais. Os números “ n_x ”, “ n_y ” e “ n_z ” indicam a quantidade de planos perpendiculares aos eixos “ x ”, “ y ” e “ z ”, respectivamente.

As frequências naturais correspondentes aos autovalores da equação 2.10 que são reais devido à condição de contorno da equação 2.3 que são dadas pela equação abaixo:

$$f_{n_x n_y n_z} = \frac{c}{2\pi} k_{n_x n_y n_z}, \quad (2.13)$$

onde “ c ” representa velocidade do som no meio.

Para cavidades não retangulares, as superfícies de ausência de pressão

sonora não são necessariamente planas; neste caso são chamadas “superfícies nodais”. Estas podem assumir as mais diversas formas o que vai depender, principalmente, da geometria de cada cavidade.

Conforme [1], o conhecimento das frequências de ressonância das cavidades, bem como seus modos associados, são de fundamental importância no estudo das mesmas. Nestas frequências há um aumento da pressão sonora em regiões em determinadas regiões da cavidade. Abstraindo-se estas considerações para o interior de um veículo, é esperado que estas regiões de alta pressão dos modos acústicos não estejam próximo aos ouvidos dos passageiros a fim de evitar o desconforto dos mesmos.

2.2.2 - Densidade Modal

Outro parâmetro relacionado à caracterização de cavidades é a distribuição das frequências naturais no espectro. De acordo com [1,2,3] os modos não são igualmente espaçados e sua distribuição pode ser determinada pelas equações 2.14 e 2.15. A primeira se presta a determinar o número de ressonâncias presentes até uma determinada frequência. A segunda nada mais é que a derivação da primeira e representa a densidade modal por banda de frequência ou o número de ressonâncias da faixa de frequências.

$$N_f = \frac{4\pi}{3}V\left(\frac{f}{c}\right)^3 + \frac{\pi}{4}S\left(\frac{f}{c}\right)^2 + \frac{L_e}{8}\frac{f}{c} \quad , \quad (2.14)$$

onde:

“ N_f ” é o número de frequências de ressonância abaixo da frequência f ;

“ V ” é o volume da cavidade;

“ S ” é o somatório das áreas das paredes do enclausuramento;

“ L_e ” é o somatório do comprimento das arestas do enclausuramento;

“ f ” é a frequência até a qual se deseja obter o número de ressonâncias;

“ c ” é a velocidade do som no meio.

$$\frac{dN_f}{df} = \left(\frac{4\pi V}{c^3} f_c^2 + \frac{\pi S}{2c^2} f_c + \frac{L_e}{8c} \right) , \quad (2.15)$$

onde:

“ dN_f ” é o número de ressonâncias que há dentro de uma banda “ df ”;

“ df ” é a banda de frequência

“ f_c ” é a frequência central da banda.

É importante mencionar que as Eqs. (2.14) e (2.15) consideram não somente os modos axiais ou paralelos aos lados da cavidade, mas também os tangenciais que não são paralelos a estes lados. Caso essa consideração não fosse observada poder-se-ia obter um número menor de modos.

Fica perceptível que a identificação de ressonâncias e forma modais de cavidades é factível para frequências relativamente baixas uma vez que o número de modos aumenta com a potência cúbica da frequência e a densidade modal

com o seu quadrado. Ou seja, em faixas de frequências mais baixa existe um espaçamento razoável entre os modos, o que diminui com o aumento da frequência.

2.2.3 - Velocidade do Som nos Fluidos

Nos itens anteriores é perceptível a dependência dos parâmetros acústicos com relação à velocidade de propagação do som no fluido. Faz-se necessário então, entender como as propriedades do meio afetam esta velocidade.

Segundo [1,4], as temperaturas e pressões que formam os sistemas de maior interesse na engenharia acústica são tais que os gases geralmente obedecem à equação dos gases ideais e a velocidade do som pode ser expressa através da primeira derivada da pressão em relação à densidade do fluido:

$$c = \sqrt{\frac{\partial P}{\partial \rho}} \quad , \quad (2.16)$$

onde:

“ P ” é a pressão;

“ ρ ” é a densidade do gás.

No processo termodinâmico do mecanismo de propagação de ondas

acústicas nos gases, não há tempo para haver trocas de calor entre as regiões de compressão e rarefação sendo, portanto, considerado um processo adiabático, ou seja:

$$\frac{P}{\rho^\gamma} = \text{constante} \quad , \quad (2.17)$$

onde:

“ γ ” é a razão entre o calor específico do gás com pressão constante e o calor específico do gás com volume constante.

Com isso pode escrever:

$$\frac{\partial P}{\partial \rho} = \frac{\gamma P}{\rho} \quad (2.18)$$

e, a partir da Eq. (2.16), pode-se escrever:

$$c^2 = \frac{\gamma P}{\rho} \quad . \quad (2.19)$$

Para o ar, que é o fluido interno às cavidades em estudo neste trabalho, a 0°C, tem-se:

$$P = 1,013 \times 10^5 \text{ N} / \text{m}^2;$$

$$\rho = 1,293 \text{ kg} / \text{m}^3;$$

$$\gamma = 1,402.$$

Neste caso, a velocidade do som será:

$$c = \sqrt{\frac{(1,402)(1,013 \cdot 10^5)}{1,293}} = 331,4 \text{ m} / \text{s} \quad . \quad (2.20)$$

Utilizando-se a forma geral da equação dos gases na Eq. (2.19), obtém-se:

$$c^2 = \frac{\gamma P}{\rho} = \gamma R(273 + t) \quad , \quad (2.21)$$

onde:

“R” é a constante universal dos gases.

Assumindo um modelo simplificado, o som se propaga a uma velocidade que depende apenas da temperatura do meio. Uma fórmula aproximada para determinação da velocidade do som no ar, dentro de um intervalo razoável de temperaturas, é:

$$c = 331 + 0,6t \quad , \quad (2.22)$$

onde:

“c” é a velocidade do som no ar em m/s;

“t” a temperatura do ar, em °C.

2.2.4 – Acústica de Cavidades Veiculares

Conforme [5,6], uma das principais razões para o surgimento de desconforto acústico no interior de veículos em baixas frequências são as ressonâncias acústicas. Em geral as dimensões da cabine causam o surgimento das primeiras ressonâncias na faixa entre 30 e 60Hz, dependendo do tamanho do veículo. Conforme [7], a teoria de ondas estacionárias pode ser aplicada ao modelamento de cavidades veiculares.

De acordo com [5,8,9], materiais fono-absorvedores como tapetes e mantas acústicas, entre outros, têm pouca eficiência em frequências baixas, sendo ineficazes para a absorção de ruídos de baixa frequência. Sua principal função é o isolamento de excitações provenientes de componentes mecânicos, adicionando amortecimento estrutural às chapas da carroceria.

Em geral, os modos acústicos da cabine são excitados pela vibração do sistema de propulsão do veículo, sendo sua transmissão via estrutura, conforme [7].

2.2.5 –Acoplamento entre Fluido e Estrutura

A presença de um meio acústico cercado uma estrutura influencia no comportamento dinâmico da estrutura e vice-versa, isto é, a vibração estrutural é influenciada pela variação de pressão acústica e as ondas acústicas são sensíveis à variação de deslocamento da estrutura.

Segundo [3], as frequências naturais e modos de um sistema acoplado são geralmente diferentes daqueles apresentados pelos sistemas desacoplados. A energia total de um modo acoplado é dividida entre a estrutura e o fluido. Na maioria dos casos a grande maioria da energia permanece no fluido ou na estrutura. Este fato leva à classificação de um modo acoplado como dominado pelo fluido ou pela estrutura.

Em geral, um modo dominado pela estrutura é originado por um modo estrutural desacoplado que induz um modo acústico no fluido. Da mesma forma um modo dominado pelo fluido é, basicamente, um modo acústico da cavidade que induz um modo na estrutura. O meio pelo qual o fluido influencia o movimento da estrutura é a pressão na superfície bem como o movimento da superfície altera o campo acústico.

2.3 – Vibração e Ruído Veicular

Neste item serão abordados temas relativos à geração de ruído e vibração em veículos onde serão pesquisadas as principais fontes como motor e sistema de transmissão. Por fim serão estudados os mecanismos de transferência de vibração e ruído nos automóveis.

De acordo com [10], o campo sonoro dentro de um veículo é uma mistura complexa de ruídos harmônicos, transientes e randômicos produzidos por uma infinidade de fontes espalhas pelo carro. Para o processo de redução de ruído automotivo, faz-se necessário conhecer detalhadamente o comportamento das principais fontes. Neste caso, é preciso saber principalmente as frequências de trabalho e as amplitudes, tanto acústica quanto vibratórias.

2.3.1 – Motor

O motor é o responsável pela transformação de energia química contida no combustível em energia mecânica necessária para proporcionar o movimento do carro. Essa energia mecânica é obtida na forma de torque no volante do motor. O torque é então transferido à caixa de câmbio e ao diferencial onde é multiplicado e então transmitido às rodas. Para esta transformação o motor realiza dois ou quatro ciclos de combustão, dependendo da sua concepção, conforme [11].

Em geral, os motores de dois tempos também se caracterizam pela queima do óleo lubrificante que é misturado ao combustível e que lubrifica as partes móveis do motor durante o seu percurso até a câmara de combustão. Todavia esta não é uma condição necessária, existindo também motores de dois tempos com lubrificação forçada e que não queimam o óleo lubrificante.

Devido ao alto consumo de combustível, lubrificação deficiente das partes internas, emissão de gases nocivos e ao alto nível de ruído, os motores de dois tempos vêm caindo em desuso, sendo substituídos até em casos de menor cilindrada pelos de quatro tempos.

Estes apresentam uma queima mais eficiente da mistura ar-combustível, proporcionando menor consumo e emissão de gases tóxicos, além de lubrificação feita por óleos de maior qualidade e que não são queimados durante o processo. Os motores de quatro tempos são hoje largamente utilizados em veículos, desde

pequenas motocicletas a gasolina até enormes caminhões fora de estrada com motores a diesel.

Em se tratando de vibrações e acústica, o motor é considerado a principal fonte geradora uma vez que suas excitações são de alta amplitude e em uma ampla faixa de frequências [12].

De acordo com [13,14], estão presentes nos motores duas categorias principais de esforços: os gerados pela inércia do movimento dos componentes internos os gerados pela combustão da mistura ar/combustível.

2.3.1.1 – Análise de Esforços Internos de um Motor

Nas análises dos esforços internos do motor, será considerado primeiramente um motor monocilíndrico, sendo depois a análise generalizada a motores multicilíndricos. Especial atenção será destinada a motores de quatro cilindros e quatro tempos, uma vez que o veículo em estudo faz uso desta configuração de propulsor.

2.3.1.1.1 – Motor Monocilíndrico

Um motor multicilíndrico pode ser considerado como a montagem de vários motores monocilíndricos sobre um mesmo virabrequim. Por isso, na análise de

esforços de motores em geral, faz-se primeiro uma correta identificação dos esforços presentes em motores de um só cilindro.

Na figura 2.2 é mostrado esquematicamente um motor monocilíndrico composto por um pistão, uma biela e um virabrequim, onde:

“ β ” é o deslocamento angular da biela em relação ao eixo do cilindro;

“ α ” é o deslocamento angular do virabrequim (alavanca) em relação ao eixo central do cilindro;

“ L ” é o comprimento da biela, considerado do centro do pino do pistão ao centro do moente do virabrequim;

“ r ” é o comprimento da alavanca do virabrequim, considerado do centro do moente do mancal ao centro do moente de conexão com a biela;

“ x_p ” é o deslocamento do pistão no seu eixo, tomando como base o PMS (ponto morto superior);

“PMS” é o ponto morto superior;

“PMI” é o ponto morto inferior;

“C” é o curso total do pistão.

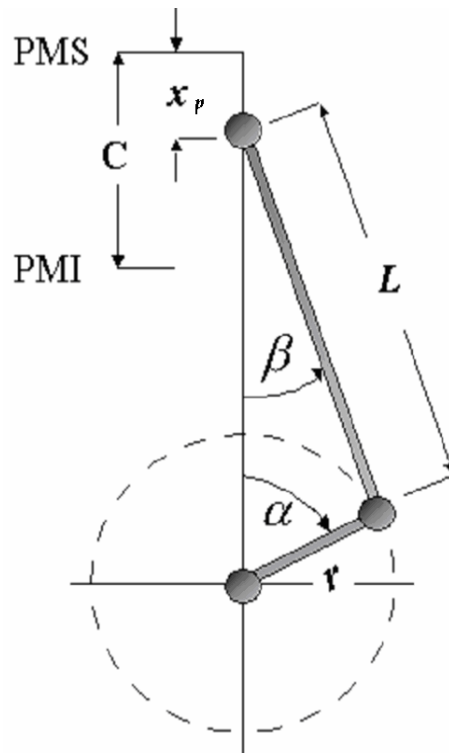


Figura 2.2: Esquema de um motor monocilíndrico

Define-se também:

$$\lambda = \frac{r}{L} \quad , \quad (2.23)$$

e

$$\Omega = \frac{d\alpha}{dt} = \dot{\alpha} \quad , \quad (2.24)$$

e o sentido positivo do deslocamento do pistão é tomado a partir do “PMI” na direção do “PMS”.

Então, da geometria tem-se:

$$r \operatorname{sen} \alpha = L \operatorname{sen} \beta \quad , \quad (2.25)$$

e

$$x_p = r \cos \alpha + L \cos \beta \quad . \quad (2.26)$$

Substituindo o segundo termo da Eq. (2.26) por seu equivalente em função de seno e a relação “ r/L ” por “ λ ”, tem-se a equação do movimento do pistão:

$$x_p = r \cos \alpha + \sqrt{1 - \lambda^2 \operatorname{sen}^2 \alpha} \quad . \quad (2.27)$$

Considerando-se que a velocidade angular do virabrequim “ Ω ” tem-se:

$$\ddot{x}_p = -\Omega^2 r \left\{ \cos \alpha + \lambda (1 - \lambda^2 \operatorname{sen}^2 \alpha)^{-\frac{1}{2}} \cos 2\alpha + \frac{\lambda^3}{8} (1 - \lambda^2 \operatorname{sen}^2 \alpha)^{-\frac{3}{2}} (1 - \cos 4\alpha) \right\} . \quad (2.28)$$

mas, na prática:

$$\lambda \leq 0,35 \quad , \quad (2.29)$$

e então:

$$(1 - \lambda^2 \operatorname{sen}^2 \alpha) \cong 1 \quad , \quad (2.30)$$

e, finalmente:

$$\frac{\lambda^3}{8} \cong 0 \quad . \quad (2.31)$$

Isto simplifica a Eq. (2.28), resultando em:

$$\ddot{x}_p = -\Omega^2 r (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad . \quad (2.32)$$

O primeiro termo dentro dos parênteses representa os harmônicos de primeira ordem da rotação do virabrequim e o segundo termo os harmônicos de segunda ordem. Esta simplificação elimina os harmônicos de ordens superiores que, na prática, apresentam forças de inércia muito pequenas.

Como se está buscando as forças “ F_p ” geradas pela inércia do movimento do pistão, define-se:

$$F_p = m_p \ddot{x}_p \quad , \quad (2.33)$$

onde “ m_p ” é a massa do pistão.

Com isso obtemos a força gerada pela massa do pistão:

$$F_p = -m_p \Omega^2 r \{ \cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha \} \quad . \quad (2.34)$$

Como a força de inércia “ $F_{inercia}$ ” é oposta ao movimento, esta é representada invertendo-se o sinal da equação acima. Desta forma pode-se também separar os termos relacionados à primeira “ $F_{inercia1}$ ” ordem de rotação do virabrequim e à segunda “ $F_{inercia2}$ ”:

$$F_{inercia1} = m_p \Omega^2 r \cos \alpha \quad (2.35)$$

$$F_{inercia2} = m_p \Omega^2 r \lambda \cos(2\alpha) \quad (2.36)$$

A figura 2.3 apresenta a força de inércia em uma rotação do

virabrequim bem como as componentes de ordem primária e secundária.

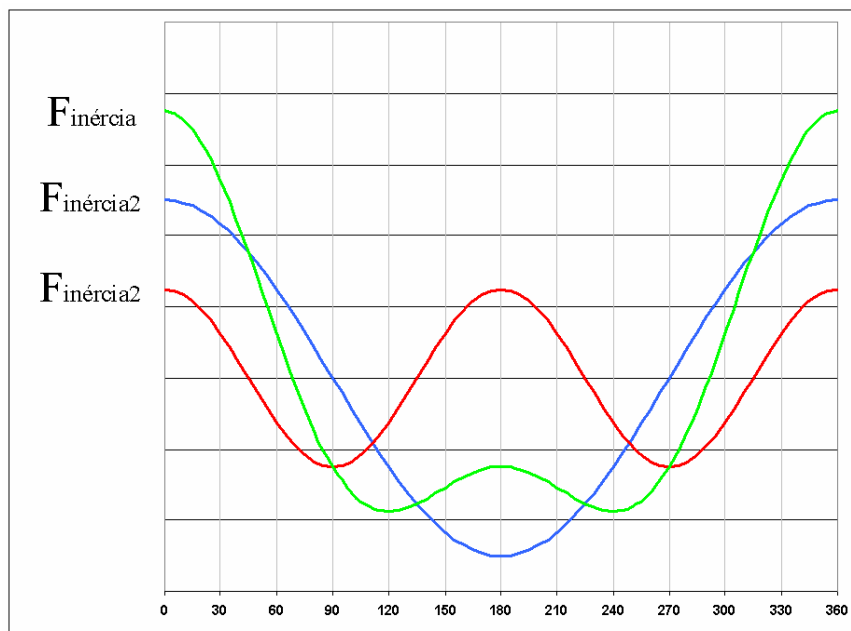


Figura 2.3: Gráfico de esforços de inércia do movimento do pistão de um motor monocilíndrico.

2.3.1.1.2 – Motores Multicilíndricos em Linha

Os motores multicilíndricos podem apresentar, além das forças de inércia do movimento dos pistões, momentos gerados pela separação espacial dos cilindros. Como existem várias configurações de motores como em linha, em “V”, em “W”, em “estrela”, com cilindros opostos, entre outros, a análise será concentrada no primeiro, uma vez que o veículo em análise faz uso deste tipo de configuração.

Como foi dito anteriormente, um motor multicilíndrico pode ser

considerado um arranjo de motores monocilíndricos sobre um mesmo virabrequim espaçados entre si. A força de inércia dos vários cilindros será adicionada de forma a gerar uma força total de desbalanceamento.

A amplitude da força de cada cilindro individual é assumida como sendo igual, mesmo existindo diferenças na massa dos pistões e bielas que podem gerar forças residuais. Deve ser considerado que cada pistão não aplica força sobre o virabrequim ao mesmo tempo, ou seja, cada pistão atua sobre o virabrequim quando o mesmo está em posições diferentes de angulação. Isto faz com que as forças individuais não sejam puramente somadas. A figura 2.4 ilustra a defasagem existente entre o posicionamento do moente de cada cilindro sobre o virabrequim, onde " α_1 ", " α_2 ",... " α_j ", são os ângulos de posicionamentos dos moentes dos cilindros 1,2 ... j ésimo em relação ao eixo dos cilindros.

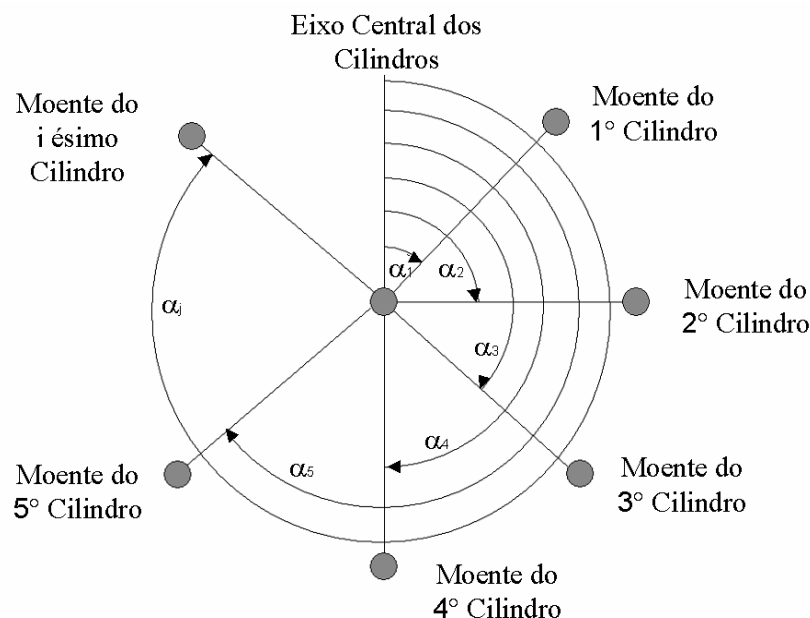


Figura 2.4: Posição dos moentes dos cilindros sobre o virabrequim.

Da figura 2.4 pode-se obter o ângulo relativo do moente de um cilindro qualquer “ i ” em relação ao moente do primeiro cilindro:

$$\alpha_{i1} = \alpha_i - \alpha_1 \quad . \quad (2.37)$$

Para cálculo da força de inércia total “ $F_{Tinércia}$ ” deve-se somar a força de inércia de cada cilindro:

$$F_{Tinércia} = \sum_{i=1}^j F_{inércia_i} \quad . \quad (2.38)$$

Ou, separando os termos referentes à ordem primária e secundária, obtêm-se as forças totais de inércia de ordem primária “ $F_{Tinércia1}$ ” e secundária “ $F_{Tinércia2}$ ”:

$$F_{Tinércia1} = \Omega^2 \sum_{i=1}^j m_{pi} r_i (\cos \alpha_{i1}) \quad , \quad (2.39)$$

e

$$F_{Tinércia2} = \Omega^2 \sum_{i=1}^j m_{pi} r_i \lambda_i (\cos 2\alpha_{i1}) \quad . \quad (2.40)$$

Para que a vibração causada pela inércia dos pistões seja nula, é necessário que as forças totais de inércia de primeira e segunda ordem sejam nulas. Ou seja:

$$F_{Tinércia1} = \sum_{i=1}^j \cos \alpha_{i1} = 0 \quad , \quad (2.42)$$

e

$$F_{Tinércia2} = \sum_{i=1}^j \cos 2\alpha_{i1} = 0 \quad . \quad (2.43)$$

Deve-se lembrar que aqui não se estão considerando os harmônicos de ordens superiores, que também devem se anular.

Além das forças causadas pela inércia do movimento dos pistões, podem surgir momentos paralelos ao plano dos cilindros que são chamados momentos de desbalanceamento. Estes momentos são causados pela distância existente entre o centro dos cilindros e resultam em um movimento de balanço de todo o motor como mostrado na figura 2.5, também paralelo ao plano dos cilindros. Mesmo que todas as forças de inércia se anulem, ainda pode existir o momento.

É importante salientar que, como a força de inércia, o momento de desbalanceamento é relevante quando se analisa uma faixa de frequência onde o motor possa ser considerado rígido, em geral abaixo de 200 Hz. Caso essa premissa não seja atendida, um momento total igual a zero não vai causar, necessariamente, uma resposta vibratória nula do sistema.

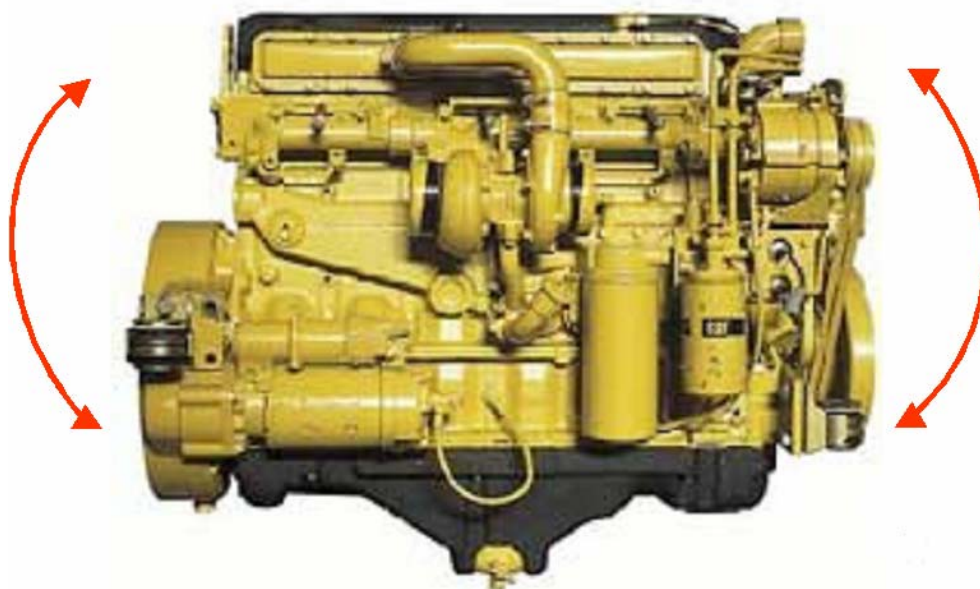


Figura 2.5: Movimento de balanço causado pelo momento de desbalanceamento.

Para determinação do momento é necessário determinar o braço de alavanca onde cada pistão exerce sua força de inércia, conforme apresentado na figura 2.6:

Por definição, “ d_i ” é a distância entre o centro geométrico do motor ao eixo central dos cilindros. Esta distância é tomada como positiva em uma direção e negativa em outra. Desta forma, o momento gerado por um pistão qualquer fica:

$$M_{desb_i} = F_{inércia_i} d_i \quad . \quad (2.44)$$

Sendo o momento de desbalanceamento total “ M_{desbt} ”:

$$M_{desbt} = \sum_{i=1}^N F_{inércia_i} d_i \quad , \quad (2.45)$$

onde “ N ” é o número total de cilindros do motor.

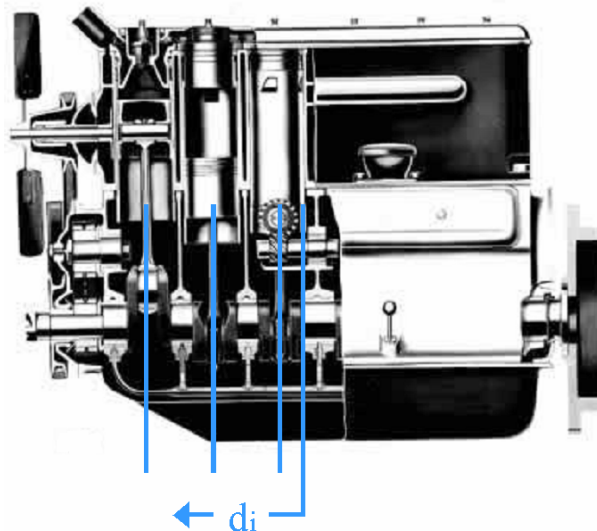


Figura 2.6: Posicionamento dos cilindros em relação ao centro geométrico do motor.

Todavia, ao contrário da força de inércia, o momento não se cancela caso pistões de lados opostos ao centro geométrico tenham movimento em direções opostas, ou seja, que seus moentes do vibrabrequim sejam defasados de 180°. Desta forma, caso os eixos dos cilindros em questão estejam igualmente distanciados do centro geométrico do motor, haverá uma adição perfeita de forças gerando momento.

Por isso, o ângulo relativo do virabrequim do moente de um cilindro qualquer ao primeiro cilindro “ α_{i1} ” é acrescido de 180° para todos os cilindros de um lado do centro geométrico. Esta defasagem compensa a oposição espacial de cilindros com a mesma distância ao centro do motor, mas em lados opostos ao mesmo.

Neste caso a equação para o momento de desbalanceamento do motor fica:

$$M_{desb_i} = \Omega^2 \sum_{i=1}^N m_{p_i} r_i \{ \cos \alpha_{i1} + \lambda_i \cos 2\alpha_{i1} \} d_i \quad . \quad (2.46)$$

Neste caso, a defasagem citada acima deve ser feita para os dois termos em “coseno” da equação. No primeiro termo, “ α_{i1} ” deve ser substituído por “ $\alpha_{i1}+180^\circ$ ” e no segundo termo “ $2\alpha_{i1}$ ” deve ser substituído por “ $2\alpha_{i1}+180^\circ$ ”.

Novamente, como feito com a força inércia, é possível separar as

componentes primária “ M_{desb1} ” e secundária “ M_{desb2} ” do momento de desbalanceamento, ficando:

$$M_{desb1} = \Omega^2 \sum_{i=1}^N m_{p_i} r_i (\cos \alpha_{i1}) d_i \quad (2.47)$$

e

$$M_{desb2} = \Omega^2 \sum_{i=1}^N m_{p_i} r_i \lambda_i (\cos 2\alpha_{i1}) d_i \quad (2.48)$$

Para que os momentos primário e secundário sejam nulos, é necessário que os termos em “coseno” e da distância dos cilindros ao centro geométrico do motor “ d_i ” sejam nulos, ou seja:

$$M_{desb1} = \sum_{i=1}^N d_i \cos \alpha_{i1} = 0 \quad (2.49)$$

e

$$M_{desb2} = \sum_{i=1}^N d_i \cos 2\alpha_{i1} = 0 \quad (2.50)$$

Já com as devidas correções referentes às defasagens de ângulo mencionadas acima e o índice negativo para a distância “ d_i ” dos cilindros de um dos lados do centro geométrico, é importante lembrar que, para um correto balanceamento do motor com relação ao momento descrito acima, é necessário que os harmônicos de ordens superiores também se cancelem. Como os mesmos apresentam magnitudes consideravelmente menores que os de primeira e segunda ordem, não foram aqui analisados.

2.3.1.1.3 – Esforços Gerados Pela Combustão

Para transformação da energia química contida no ar e no combustível em energia mecânica aproveitável para movimentação do veículo, é necessário que exista a queima da mistura. Esta se dá dentro da câmara de combustão, espaço formado entre a cabeça do pistão e o cabeçote do motor. Nos motores de ciclo Otto, esta queima se dá em altas pressões como forma de maximizar a eficiência da mesma [11].

O aumento de volume da mistura após a queima gera um pico de pressão fazendo com que o pistão se desloque em um movimento linear. Este é posteriormente transformado em movimento circular pelo virabrequim. A força " F_{exp} " que age sobre o pistão tem sentido paralelo ao eixo dos cilindros e a mesma direção do movimento conforme mostrado na figura 2.7:

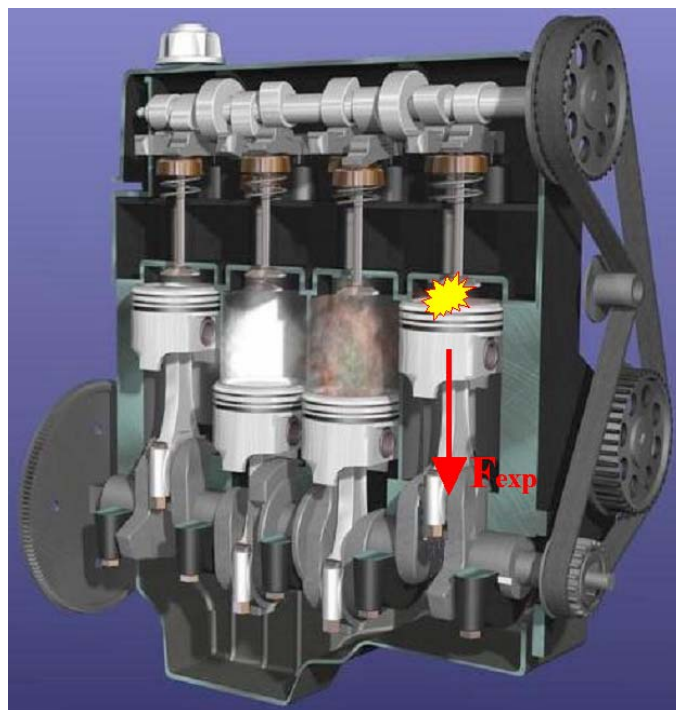


Figura 2.7: Direção da Força de Explosão " F_{exp} ".

Como esta excitação é relacionada à queima da mistura, sua ocorrência obedece a esta frequência. No caso de motores de quatro tempos, como são necessárias duas voltas do virabrequim para que seja dada ignição em todos os cilindros, este é um fenômeno considerado de segunda ordem em relação ao giro do virabrequim.

Como o sentido da força sobre o pistão é contrário ao da força de inércia, elas tendem a se cancelar quando as magnitudes são iguais. Isto em geral acontece em baixos regimes de giro do motor. Em rotações mais altas, como a força de inércia é proporcional ao quadrado da velocidade de giro do virabrequim e a de explosão mantém um comportamento mais plano [13,15], elas não mais se cancelam.

Este fato explica a maior vibração dos motores em altas rotações, uma vez que as amplitudes são maiores e não mais existe cancelamento entre elas.

2.3.1.1.4 – Análise Vibratória de Um Motor de Quatro Cilindros Em Linha

Visto que esta configuração é utilizada no veículo em estudo, faz-se necessário entender como se manifestam os principais esforços, bem como sua faixa de frequências. Estas informações são de suma importância no

desenvolvimento do trabalho, uma vez que todos os sistemas estudados sofrem influência do comportamento do motor.

Esta configuração apresenta, no virabrequim, os moentes dos cilindros defasados de 180° . Neste caso os cilindros 1 e 4 são posicionados em um plano do eixo e os cilindros 2 e 3 em outro plano a 180° conforme mostrado na figura 2.8.

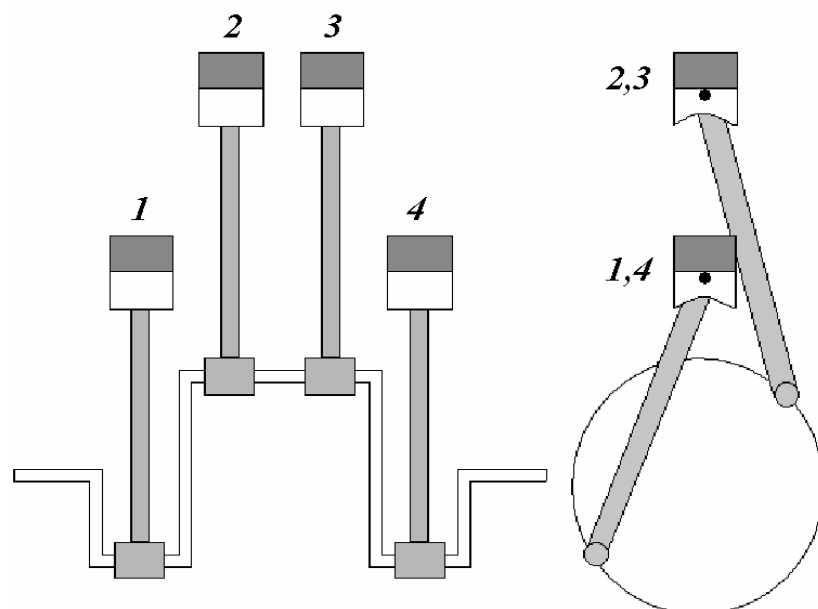


Figura 2.8: Esquema de posicionamento dos moentes do motor 4 cilindros em linha.

Desta forma, a partir das Eqs. (2.42) e (2.43), conclui-se que as forças de inércia de ordem primária se anulam perfeitamente. Isto não acontece para as forças de segunda ordem, onde existe uma adição perfeita entre os quatro cilindros.

Quanto ao momento de desbalanceamento, tomando-se as Eqs. (2.49) e (2.50) percebe-se que tanto os momentos de ordem primária quanto os de ordem secundária se anulam neste tipo de motor.

Conclui-se, então, que neste tipo de propulsor são importantes apenas as forças de inércia do movimento dos pistões de ordem secundária, que se manifesta paralelamente ao eixo dos cilindros. Como o motor é disposto verticalmente no veículo, este é o principal sentido de excitação [13].

Além da direção, é necessário determinar a faixa de freqüências em que a excitação se manifesta. Considerando-se que a faixa de trabalho comum de um motor como o aqui analisado vai de 900 a 6000 rpm, e que a excitação é de ordem secundária do giro do virabrequim, pode-se determinar através da Eq. (2.51), a faixa de freqüências:

$$F_m = \frac{\Omega * Ord}{60} \quad (2.51)$$

onde:

“ F_m ” é a freqüência de excitação da ordem “Ord”;

“Ord” é a ordem cuja qual se deseja determinar a freqüência;

“ Ω ” é freqüência de giro do motor em “rpm”.

Com isso, determina-se a freqüência de marcha lenta “ F_{ml} ” e a freqüência máxima “ F_{mm} ”:

$$F_{ml} = \frac{900 * 2}{60} = 30Hz \quad (2.52)$$

e

$$F_{mm} = \frac{6000 * 2}{60} = 200Hz \quad (2.53)$$

Define-se então que o motor do carro em estudo apresenta o seu principal nível de excitação na faixa de 30 a 200Hz.

2.3.2 – Sistema de Transmissão

O sistema de transmissão é o responsável por transferir o torque proveniente do motor para as rodas. Além disso, ele é responsável por aumentar ou diminuir este torque buscando a melhor relação entre o mesmo e a velocidade nas rodas.

Quando se analisa este sistema do ponto de vista vibro-acústico, ele aparece como uma das principais fontes de um automóvel. As excitações por ele produzidas salientam-se tanto pela alta magnitude quanto pela ampla faixa de frequência em que ocorrem. Por estar diretamente conectado ao motor, o sistema também atua como meio de transferência de energia vibratória e acústica aos demais sistemas e componentes do carro, conforme [16].

Neste item serão mostrados os principais componentes do sistema

de transmissão por semi eixos homocinéticos por serem objeto de estudo deste trabalho.

2.3.2.1 - Sistema de Transmissão por Semi Eixos Homocinéticos

Devido à necessidade de veículos menores e mais econômicos, principalmente na Europa, após a Segunda Guerra Mundial, o sistema de tração dianteira recebe grande impulso. Em geral, quando as rodas de tração são transferidas para a dianteira, vários componentes são evitados, principalmente o cardan, [10,16]. Com isso, o sistema se torna mais leve e eficiente, desperdiçando menos energia do motor, o que se reflete em economia de combustível. Além disso, o aproveitamento do espaço interno é também maximizado, uma vez que não mais se necessita do espaço para acomodar itens da transmissão traseira.

Neste contexto, aparecem os semi eixos laterais para fazer a ligação do conjunto motor/caixa/diferencial às rodas. Eles são compostos basicamente de duas juntas capazes de transmitir movimento entre eixos angulados entre si e um eixo interconector entre as duas, conforme mostrado nas figuras 2.9 e 2.10. Além disso, o semi eixo deve compensar a variação de distância entre a saída do diferencial do veículo ao centro das rodas do mesmo. Esta variação deve-se basicamente ao trabalho da suspensão sobre o pavimento, sob condições de carga do carro e também de esterçamento da roda [16,17].



Figura 2.9: Configuração de um semi eixo homocinético.

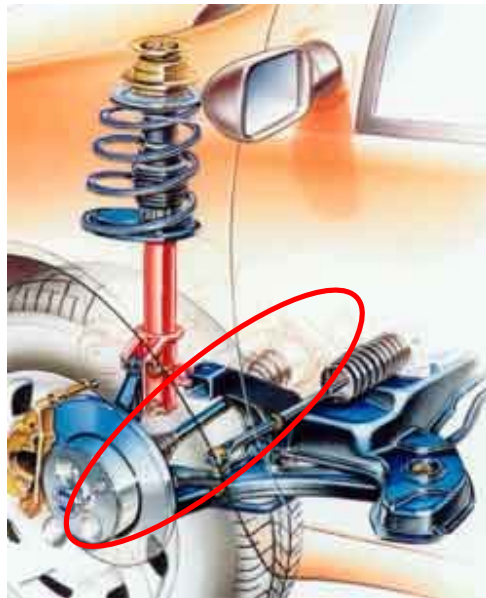


Figura 2.10: Aplicação de semi-eixo homocinético em veículo de tração dianteira.

A seguir será mostrada uma descrição detalhada de cada componente do semi eixo.

2.3.2.1.1 - Junta Fixa

Também conhecida como junta externa ou junta da roda. É a junta

geralmente montada no lado da roda do veículo. Sua principal característica é capacidade de trabalho sob condições de alto ângulo entre seus dois eixos principais, característica esta necessária ao esterçamento das rodas. No veículo em estudo, é utilizada a junta do tipo Rzeppa.

- **Junta Rzeppa:** Também conhecida como junta de esferas. É formada basicamente de um anel externo ou sino conectado ao cubo de roda do carro, um anel interno conectado ao eixo interconector, seis esferas responsáveis pela transmissão do torque entre ambos os anéis e uma gaiola com função de manter as esferas no mesmo plano. Sua principal característica é a habilidade de transmitir torque de forma homocinética, mesmo trabalhando em alto ângulo. Esta característica se verifica uma vez que os elementos de conexão entre os dois eixos angulados são mantido em um plano chamado homocinético, posicionado na metade do ângulo formado entre os eixos.

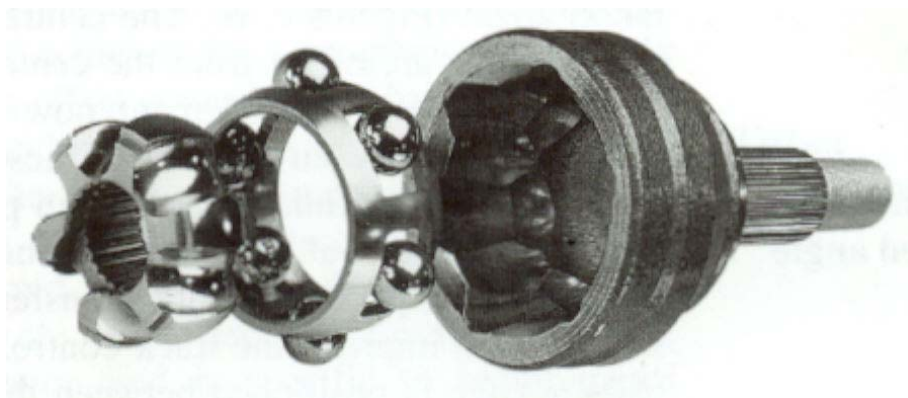


Figura 2.11: Junta fixa tipo Rzeppa em vista explodida.

2.3.2.1.2 - Junta Deslizante

Também conhecida como junta interna ou junta da caixa. Sua principal característica é a capacidade de deslocamento axial, necessário para compensar a variação de distância entre a roda do carro e o seu diferencial devido ao trabalho, principalmente, da suspensão. Além disso, pelo mesmo motivo ela também oferece capacidade de trabalho sob ângulo, este formado entre o eixo de saída do diferencial e o eixo interconector do semi eixo. Todavia, este tipo de junta apresenta um ângulo máximo de trabalho inferior ao da junta fixa, mas próprio para aplicação, uma vez que não existe a necessidade de grande articulação como a imposta pelo esterçamento das rodas. No caso do carro em estudo, é utilizada uma junta do tipo tripóide.

- **Junta Deslizante do Tipo Tripóide:** É formada por uma “castanha” com três pernas fixada ao eixo onde são montadas agulhas e um rolete em uma configuração bastante semelhante a um rolamento. Esta junta é montada em uma “tulipa”, estrutura conectada ao diferencial do veículo, onde os três roletes se deslocam em suas respectivas pistas. Este deslocamento permite variação axial da junta como um todo, bem como sua angulação.

Dentre as juntas do tipo tripóide, pode-se salientar a do tipo GI (Glanzer Internieur) e a tripóide de roletes articulados. Na primeira os roletes apresentam apenas movimento de rotação no plano perpendicular ao eixo da castanha a que estão ligados. Na segunda, os roletes apresentam, além do grau de liberdade da GI, a possibilidade de articulação em planos perpendiculares ao eixo principal da

castanha. Esta característica mantém os roletes sempre deslizando paralelos as suas respectivas pistas, o que não acontece na GI. Como consequência, a junta GI é mais propensa à geração de vibrações axiais em condições de alto ângulo e torque. Na figura 2.12 é apresentada a junta GI:

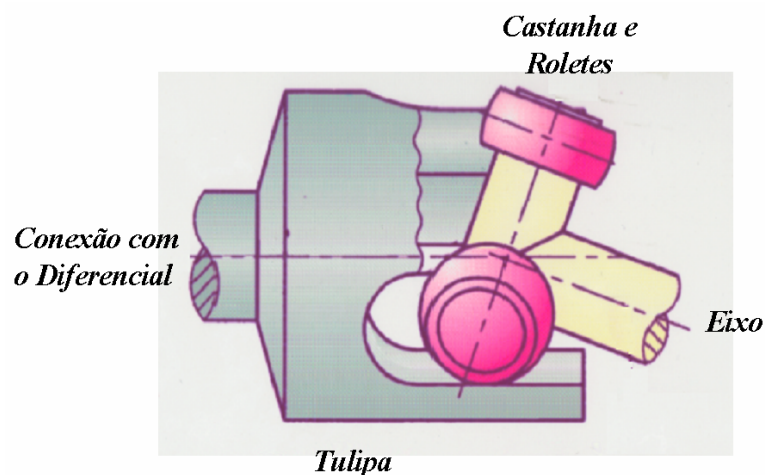


Figura 2.12: Junta deslizante do tipo tripóide.

2.3.2.1.3 - Eixo Interconector

O eixo interconector tem a função básica de servir como elemento de ligação entre as duas juntas devendo atender quesitos de resistência estrutural, fadiga e vibrações. Pode ser fabricado a partir de uma barra maciça, de um tubo com ponteiros maciças ou de um tubo conformado.

É a este componente que se despence maior cuidado no que diz respeito a vibrações e acústica. Devido à sua forma e condições de contorno, se comporta

como uma barra bi-engastada, apresentando principalmente modos de deformação flexional. A excitação neste caso provém do motor, sendo a segunda ordem de rotação do virabrequim a principal fonte, conforme [18,19,20].

Em geral, veículos que apresentam o motor disposto transversalmente utilizam semi-eixos longos em um dos lados e curtos do outro. Isto se deve ao fato de que a caixa de câmbio fica deslocada para um dos lados, fazendo com que a distância da mesma às rodas seja diferente em cada lado. É no caso dos eixos longos que reside o maior problema vibracional porque, na maioria dos casos, sua forma construtiva cria o primeiro modo de flexão dentro da faixa de trabalho da segunda ordem do motor. Como no caso em estudo, um quatro cilindros em linha a quatro tempos, as forças de inércia dos cilindros se somam perfeitamente gerando uma componente na vertical, este problema pode ser verificado. A figura 2.13 ilustra este problema:

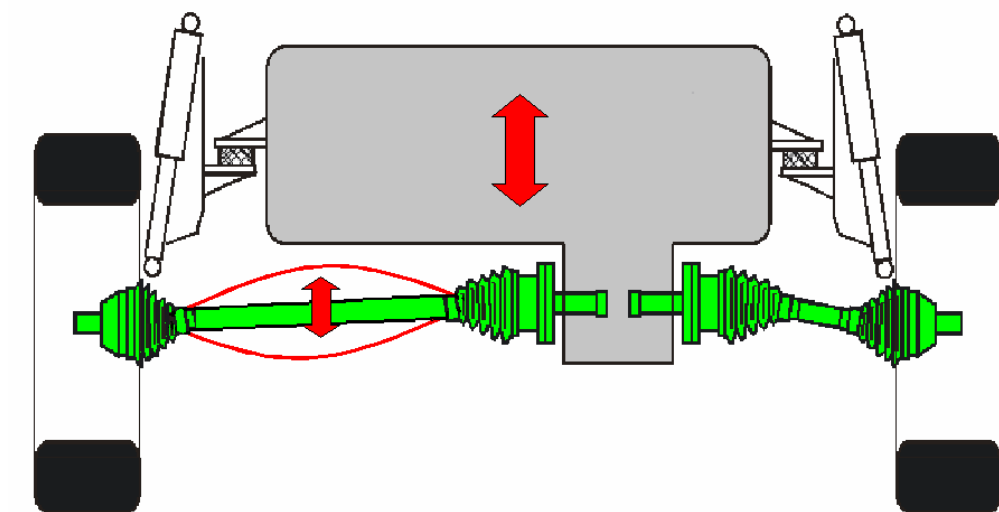


Figura 2.13: Excitação do primeiro modo de flexão do eixo pelo motor.

2.4 - Análise de Caminho de Transmissão de Vibração e Ruído Veicular

2.4.1 – Introdução

Uma das informações mais importantes na análise de um automóvel é saber como a energia vibro-acústica flui pelos diversos componentes e sistemas até ser percebida pelos ocupantes [21,22]. Este trajeto apresenta estruturas com as mais diversas geometrias e cada uma com suas características próprias de rigidez e amortecimento, fazendo com que a vibração ou o ruído produzido por uma determinada fonte seja bastante modificado. Essas peculiaridades podem amplificar a excitação recebida em determinadas frequências e amortecê-las em outras o que, dependendo da magnitude da alteração, pode prejudicar o conforto dos ocupantes em determinadas condições de uso do carro.

Conforme [23,24,26,26], a energia vibro-acústica pode se propagar via ar e via estrutura. O primeiro caso caracteriza principalmente ruídos produzidos pelo motor e seus agregados e transmitidos via ar através da parede de separação do cofre do motor e do habitáculo. O segundo é bastante importante na análise de excitações provenientes do sistema de transmissão e excitações provocadas pelo pavimento além da vibração do propulsor. Neste caso a energia flui pela suspensão, chassis ou monobloco até alcançar o habitáculo.

É estimado que, até frequências em torno de 700 Hz, apenas 20% do ruído

seja transmitido até os ocupantes via ar e 80% via estrutura. Para frequências acima deste valor, os percentuais se invertem, sendo a transmissão via ar preponderante [27].

2.4.2 - Método de Análise do Caminho de Transmissão de Vibração e Ruído

De acordo com [25,26,27], o método de análise do caminho de transmissão de vibração e ruído ou como também é conhecido, função transferência de ruído, consiste basicamente em determinar a sensibilidade acústico-estrutural do caminho que se deseja analisar. Segundo [28], esta sensibilidade é definida como a pressão sonora no ponto receptor, ou seja, no interior do veículo, devido a uma unidade de força dinâmica aplicada à estrutura no ponto definido com o início do caminho. Outros parâmetros também podem caracterizar a excitação como deslocamento, velocidade e aceleração do ponto de início.

O objetivo deste tipo de estudo é, através da curva de sensibilidade, avaliar a suscetibilidade de um determinado caminho a uma fonte. Com esta informação pode-se promover alterações, tanto na própria fonte quanto no caminho a fim de diminuir o nível acústico percebido pelos ocupantes. Este tipo de análise pode ser utilizado a partir da fase de protótipo do desenvolvimento do carro onde melhorias ainda podem ser implementadas com relativa facilidade ou para se avaliar alterações em um automóvel já em produção.

O início do caminho é definido como o ponto onde a fonte é conectada à estrutura do veículo. Deve-se remover a fonte cuja qual o efeito se deseja analisar uma vez que sua influência na determinação caminho não é desejada. Neste ponto de conexão é aplicada a excitação, geralmente via um excitador eletromecânico ou martelo piezoelétrico. No primeiro caso, uma célula de força deve ser montada entre o excitador e a estrutura. Caso o parâmetro de quantificação da excitação seja deslocamento, velocidade ou aceleração, pode-se utilizar uma cabeça de impedância no lugar da célula, ou na falta desta, um acelerômetro posicionado na estrutura o mais próximo possível do ponto de conexão do excitador com a mesma.

Deve-se dedicar atenção especial à montagem do experimento no que diz respeito às condições originais do veículo. Conforme [29,30,31,32], a montagem do experimento deve evitar alterações que possam modificar as condições de uso ou às quais se deseja estudar a resposta do carro. O fato de se testar o veículo sem os bancos pode alterar consideravelmente os modos acústicos da cavidade e com isso a sensibilidade do caminho em estudo num modo geral.

A resposta é obtida com um microfone geralmente posicionado próximo aos ouvidos dos passageiros. Outros equipamentos são necessários, como analisador de sinais com, no mínimo, dois canais e amplificador de potência para o excitador.

A chamada curva de sensibilidade do caminho é obtida através do cálculo

da função transferência entre o espectro do ponto receptor em relação ao excitador. Esta curva apresentará então faixas de frequência de baixa sensibilidade onde uma unidade de excitação produz um baixo nível de ruído e outras de alta sensibilidade onde a mesma excitação gera alto nível sonoro [28,30].

Com estas informações pode-se projetar a fonte de forma que trabalhe em regiões de pouca sensibilidade ou que tenha baixo nível vibratório nestas frequências. Dependendo da complexidade da fonte, a maneira mais fácil de se evitar problemas acústicos é alterar o próprio caminho de forma a diminuir a sua sensibilidade nas frequências mais críticas da fonte.

2.4.3 - Outras Formas de Análise

A análise de sensibilidade de um determinado caminho relacionando o espectro de ruído interno com a excitação mecânica tratado anteriormente é uma das formas de análise. Dependendo do tipo de excitação que se deseja saber a influência ou do tipo de resposta à qual os passageiros estão sujeitos a análise pode ter seus parâmetros de entrada e resposta alterados.

Segundo [23,30] em casos onde a fonte produz apenas ruído ou quando se deseja quantificar apenas a contribuição da mesma via ar, um auto-falante pode ser utilizado como fonte excitadora e a resposta obtida com um microfone. Este

tipo de montagem é geralmente utilizado para determinação do motor ou seus componentes no ruído interno. Outra montagem interessante é excitação estrutural e a medição da resposta de outra estrutura, geralmente ligada ao conforto dos ocupantes. São típicas medições da resposta vibratória do trilho do banco do motorista, coluna de direção e alavanca de câmbio onde pode ser quantificada a aceleração, velocidade ou deslocamento das citadas posições.

2.4.4 – Caminho de Transmissão de Vibração via Sistema de Transmissão

Para um correto entendimento de como a energia vibratória se propaga até os ocupantes do veículo é necessário inicialmente determinar de qual a fonte se deseja analisar. São geralmente considerados o motor, a transmissão e o ruído de rodagem, proveniente do pavimento. Pode haver também uma combinação entre estas, como motor excitando o sistema de transmissão e este transferindo o problema a outros componentes, como no caso em estudo [20].

Como o bloco do motor é conectado rigidamente à caixa de câmbio, esta transmite a energia vibratória ao semi eixos homocinéticos [16]. Estes podem amplificar ou simplesmente transmitir esta vibração aos componentes da suspensão. O próximo componente do caminho é o chassi ou monobloco do carro. Este, pela sua complexidade estrutural, apresenta alta densidade modal, amplificando a excitação recebida em uma ampla faixa do espectro. Do

monobloco a energia vibratória chega a componentes como bancos, coluna de direção, alavanca de câmbio, causando desconforto aos ocupantes. Todo este caminho detalhado acima considera propagação estrutural de energia. A propagação via ar acontece quando o monobloco excita o volume de ar contido dentro da cavidade veicular. Como este também apresenta frequências naturais específicas, pode ainda amplificar de forma considerável o ruído. O caminho via semi eixos é apresentado de forma esquemática na figura 2.14:

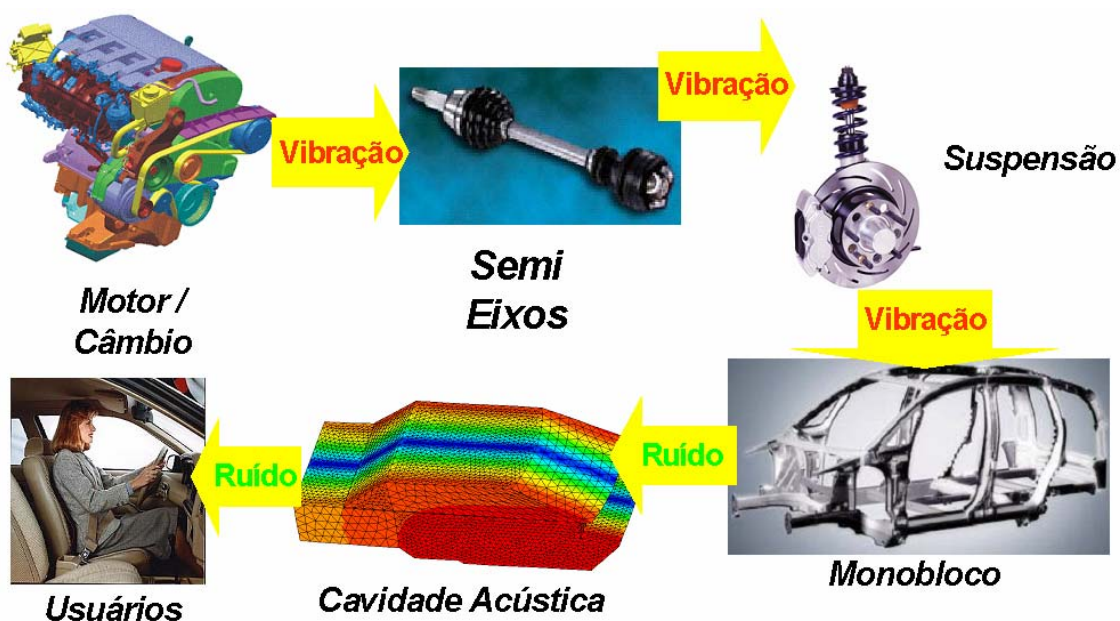


Figura 2.14: Caminho de transmissão vibro-acústica via semi-eixos homocinético.

Capítulo 3

Familiarização Com os Programas de Simulação Numérica

3.1 – Introdução

Visto que nos capítulos 4 e 7 fazer-se-á uso de programas de simulação numérica é necessário que se tenha o domínio destas ferramentas. Isto envolve desde o conhecimento de seu ambiente de trabalho até a validação de resultados frente a valores algébricos e experimentais.

O programa a ser utilizado para as análises vibro-acústicas é o SYSNOISE na sua versão 5.4, da empresa LMS. Este apresenta possibilidade de trabalho em elementos finitos e elementos de contorno. Podem-se realizar análises acústicas das mais variadas, além de estruturais, visando o estudo de acoplamento fluido-estrutural. Todavia este não apresenta, na versão utilizada, módulo para geração de geometrias e malhas fazendo com que se tenha que fazê-lo em outro programa. Neste caso foi escolhido o ANSYS na versão 5.3, que tem boa capacidade de geração de geometrias mais simples, como as que serão utilizadas, além de alta capacidade de geração de malhas de elementos finitos, metodologia a ser empregada.

Para familiarização com os mesmos, decidiu-se simular o comportamento de uma estrutura simples que pudesse, pelo menos em parte, ter seus resultados validados algebricamente. No caso foi escolhida uma caixa de madeira na forma de paralelepípedo onde se fará estudo de respostas acústicas, estruturais e do acoplamento entre elas.

Visto que se tem como objetivo nos capítulos seguintes a identificação das frequências de ressonância das cavidades, faz-se necessário conhecer como as mesmas influenciam e são influenciadas pelas estruturas que as cercam. Com este objetivo, neste capítulo será abordado o acoplamento entre fluido e estrutura. Esta análise, bem como os resultados por ela fornecidos, serão de importância relevante no estudo do campo acústico dos experimentos posteriores, pois ajudarão na identificação dos modos acústicos da cavidade e estruturais nela introduzidos.

Neste capítulo fazer-se-á um estudo de uma cavidade de geometria bastante simples, como forma de facilitar o entendimento dos fenômenos envolvidos.

3.2 – Definição de uma Cavidade a ser Estudada

Foi escolhida uma caixa de madeira compensada em forma de paralelepípedo como objeto inicial de estudo. Esta caixa apresenta como principais vantagens as paredes paralelas entre si, configuração que permite cálculo algébrico das frequências de ressonância acústica de forma rápida e fácil, no momento de confrontação com os

resultados numéricos. Além disso, não exige grande esforço para geração de suas geometrias, malhas acústica e estrutural em elementos finitos.

As dimensões internas da caixa, correspondentes à cavidade acústica da mesma, foram medidas encontrando-se os valores de 1,093 , 0,555 e 0,761m para o comprimento, largura e altura, respectivamente. As paredes da são feitas com duas chapa de madeira compensada de 0,024m de espessura cada, apenas sobrepostas sem nenhum tipo de cola entre elas. Além disso, a caixa é apoiada sobre um cavalete de madeira.

A abertura da caixa é feita pela parte superior, retirando-se a tampa. Esta é simplesmente apoiada sobre as paredes laterais da caixa sem nenhum tipo de fixação.

3.3 – Cálculo Teórico das Frequências de Ressonância da Cavidade

O objetivo deste item é identificar, de forma algébrica, fazendo uso da Eq. (2.10), as frequências de ressonância acústica da cavidade. Estes resultados serão utilizados no item 3.4.3 como base para comparação dos resultados obtidos pelos dois métodos descritos naquele item. Aqui, considera-se as paredes circundantes da cavidade como totalmente rígidas (impedância infinita), apesar das mesmas serem feitas em madeira. Estes valores também não levam em consideração o acoplamento existente entre o fluido da cavidade e a estrutura da caixa, mas serve como base para identificação das ressonâncias acústicas medidas no item acima citado.

Outra contribuição importante aqui fornecida é a identificação da forma modal de cada ressonância acústica, o que facilita a diferenciação das mesmas em relação às geradas na cavidade por ressonâncias mecânicas.

Nesta análise, a velocidade do som foi considerada 347,0 m/s, que corresponde à velocidade do mesmo à temperatura de 27,5°C conforme equação 2.22. Esta temperatura corresponde à verificada quando das medições referentes ao item 3.4.2. As notações longitudinal, transversal e vertical correspondem às dimensões comprimento, largura e altura mencionadas no item 5.2, e são representadas pela notação x,y,z, respectivamente. Os resultados estão mostrados na tabela 3.1.

Tabela 3.1: Freqüências naturais acústicas algébricas da caixa de madeira.

Notação do Modo	Descrição do Modo	Freqüência Natural
(1,0,0)	Primeiro Longitudinal	158,7
(0,0,1)	Primeiro Vertical	228,0
(1,0,1)	Primeiro Longitudinal e Primeiro Vertical	277,8
(0,1,0)	Primeiro Transversal	312,6
(2,0,0)	Segundo Longitudinal	317,5
(1,1,0)	Primeiro Longitudinal e Primeiro Transversal	350,6
(0,1,1)	Primeiro Transversal e Primeiro Vertical	386,9
(2,0,1)	Segundo Longitudinal e Primeiro Vertical	390,9

3.4 – Medição da Resposta Acústica da Cavidade

Esta medição tem como objetivo fornecer os resultados para comparação com o cálculo algébrico, bem como para validação do modelo numérico.

3.4.1 – Instrumentação Utilizada

Para obtenção da resposta acústica da cavidade, foi montado um sistema de medição composto pelos itens abaixo relacionados:

- Microfone Brüel & Kjaer Type 4166;
- Amplificador de Sinal Brüel & Kjaer Type 2706;
- Pré Amplificador de Microfones Brüel & Kjaer Type 2804;
- Fonte Sonora;
- Módulo de Aquisição Brüel & Kjaer Pulse;
- Computador Portátil Dell Precision.

3.4.2 – Montagem do Experimento

O método utiliza somente um microfone, o de resposta. Este é posicionado em um local afastado da fonte, sendo que o sinal de excitação é obtido da saída do gerador de sinais e segue para a fonte. Este sinal funciona apenas para melhorar o aspecto da curva resposta. Neste método é necessário saber com certeza o comportamento da

fonte, bem como sua faixa ideal de trabalho, caso deseje-se uma relação precisa entre a magnitude dos picos. Caso a fonte não forneça uma boa quantidade de energia em determinada faixa as ressonâncias nela contidas podem não ser bem excitadas, fornecendo um sinal de resposta baixo e diminuindo os picos no espectro. Já as ressonâncias contidas em uma faixa de boa excitação da fonte serão bem excitadas e seus picos aparecerão com maior amplitude. A montagem esquemática do equipamento de medição é apresentado na figura 3.1:

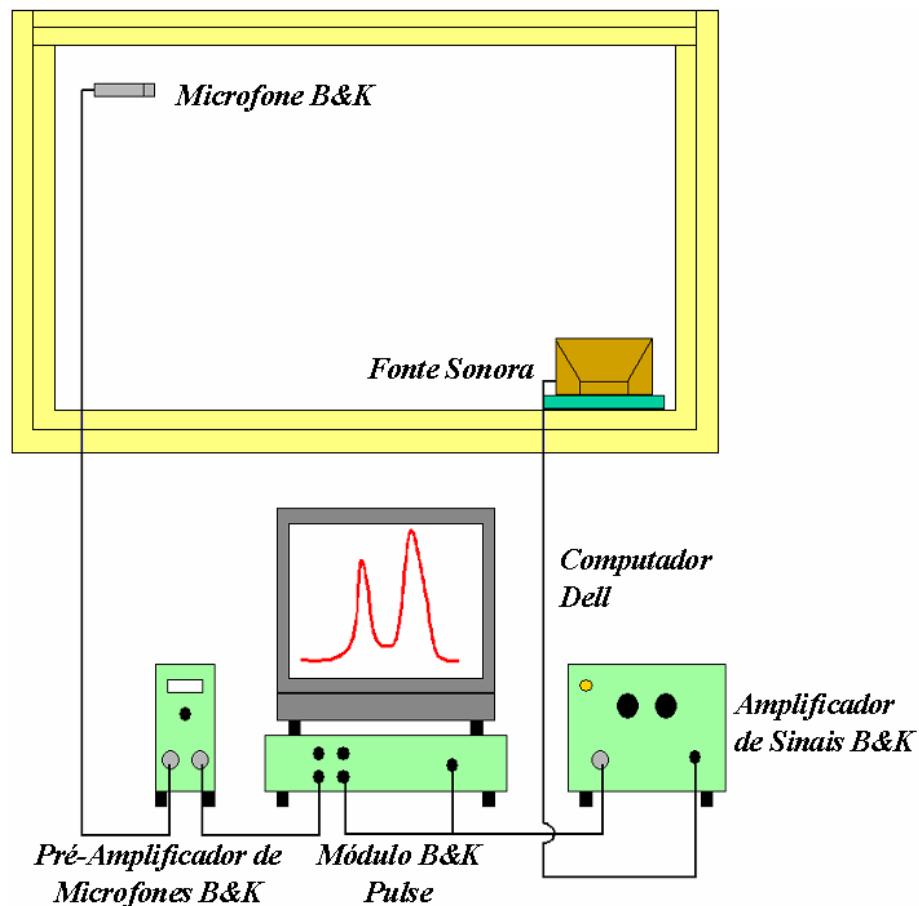


Figura 3.1: Montagem esquemática do sistema de medição no experimento da caixa de madeira.

3.4.3 – Resultados Obtidos

A resposta acústica da caixa está mostrada na figura 3.2. Foi utilizado sinal pseudo-aleatório como excitação.

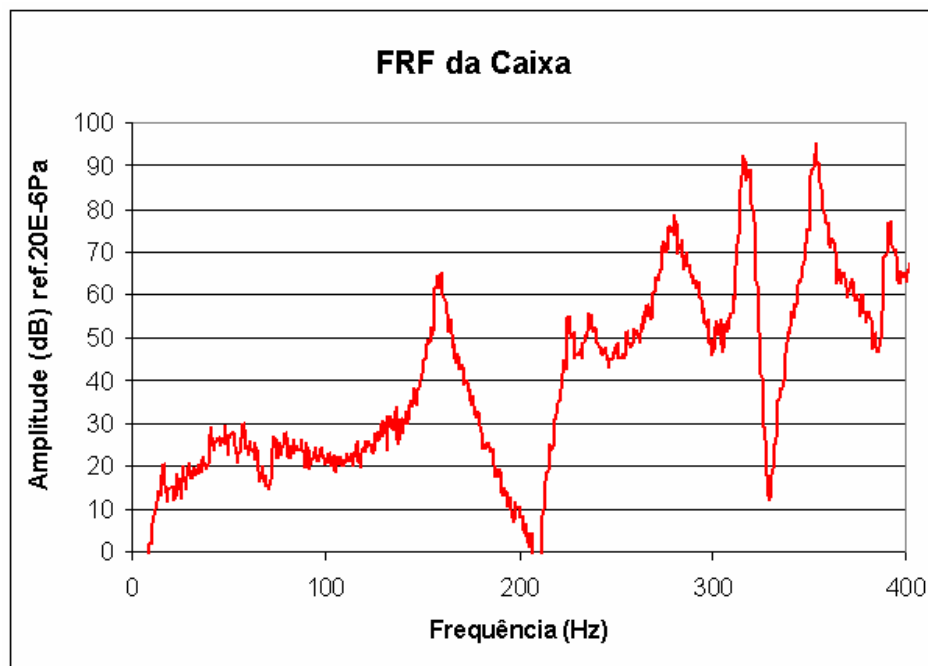


Figura 3.2: Resposta acústica da caixa.

Os resultados obtidos estão mostrados na tabela 3.2, onde também é feita uma comparação com os valores algébricos no caso dos modos acústicos.

Tabela 3.2: Comparação das frequências naturais experimentais e algébricas da caixa.

Notação do Modo	Frequência Natural Experimental (Hz)	Frequência Natural Algébrica (Hz)	Diferença (%)	Descrição do Modo

(1,0,0)	160,0	158,7	0,82	Primeiro Longitudinal
(0,0,1)	226,0	228,0	-0,88	Primeiro Vertical
---	237,5	---	---	Modo Estrutural
(1,0,1)	279,0	277,8	0,43	Primeiro Longitudinal e Primeiro Vertical
(0,1,0)	316,5	312,6	1,25	Primeiro Transversal
(2,0,0)	320,0	317,5	0,79	Segundo Longitudinal
(1,1,0)	354,0	350,6	0,97	Primeiro Longitudinal e Primeiro Transversal
(0,1,1)	391,5	386,9	1,19	Primeiro Transversal e Primeiro Vertical
(2,0,1)	393,0	390,9	0,54	Segundo Longitudinal e Primeiro Vertical

A diferença média entre os modos acústicos ficou em 0,86%, valor considerado bastante baixo. Além disso, na verificação algébrica não é considerada a influência da estrutura como no experimental.

3.5 – Análise Numérica em Elementos Finitos

Após a obtenção dos resultados experimentais, passou-se para o uso dos programas de simulação. Foram simulados os sistemas acústico e estrutural em separado bem como o acoplamento entre eles. A familiarização com os programas bem como com os resultados obtidos é importante principalmente porque a mesma técnica será utilizada no capítulo seguinte, quando é estudada a cavidade veicular.

3.5.1 – Geração do Modelo Acústico

Apesar de ser possível analisar diretamente a resposta dos sistemas considerando o acoplamento fluido-estrutural no SYSNOISE, decidiu-se inicialmente estudá-los em separado.

3.5.1.1 – Geração da Geometria da Cavidade

O primeiro passo na geração de um modelo numérico é a geração da geometria. No caso da cavidade acústica esta é basicamente um sólido representado o espaço ocupado pelo fluido. O programa ANSYS dispõe de formas geométricas básicas como o paralelepípedo aqui utilizado, bastando apenas determinar suas dimensões.

3.5.1.2 – Geração da Malha Acústica em Elementos Finitos

O passo seguinte na construção do modelo é a geração da malha de elementos finitos. Novamente foi utilizado o ANSYS como ferramenta. Uma vez que a malha seria utilizada em outro programa, foi necessário desenvolvê-la tendo em vista as exigências do mesmo quanto a tipo de elemento, número de nós bem como seu tamanho médio.

3.5.1.2.1 – Definição do Tipo de Elemento

Durante a importação da malha no SYSNOISE, é atribuída a ela a característica

de fluido. Neste caso, todos os elementos são considerados fluido, ou seja, com somente um grau de liberdade atribuído aos nós, a pressão. Todavia, é necessário que eles sejam gerados como elementos sólidos para que isso seja possível. Além disso, como o SYSNOISE atribui as propriedades aos elementos, não é necessário fazer esta atribuição neste momento. Foi então escolhido na biblioteca do programa o elemento tridimensional “Sólido 45” que apresenta oito nós, apenas com graus de liberdade de deslocamento nos três eixos perpendiculares. Este é considerado, em termos de complexidade, o segundo elemento sólido, sendo o tetraédrico de quatro nós o primeiro.

3.5.1.2.2 – Definição do Tamanho Médio dos Elementos

A etapa seguinte foi definir o tamanho médio do elemento. Neste caso a preocupação principal é atender à exigência de, no mínimo, 12 elementos por comprimento de onda estipulada pelo Sysnoise como necessária para garantia de resultados confiáveis. Para isso, determinou-se a frequência de trabalho máxima de 400 Hz. Com esse valor e considerando a velocidade do som no ar de 347 m/s pode-se determinar, com uso da equação 3.1, o tamanho máximo que os elementos podem ter:

$$L_E = \frac{c}{f_m 12} \quad , \quad (3.1)$$

onde:

“ L_E ” é o comprimento máximo permitido para a aresta dos elementos em [m];

“ c ” é a velocidade de propagação do som no meio em [m/s];

“ f_m ” é a frequência máxima da análise em [Hz].

Atribuindo-se valores à equação 3.1, obtém-se:

$$L_E = \frac{346}{400 * 12} = 0,072m \quad . \quad (3.2)$$

De posse deste valor, estipulou-se o tamanho de elemento médio de 0,06m, que atende à especificação.

Após as definições acima, iniciou-se a geração da malha sobre a geometria. Como o valor definido para tamanho do elemento não produziria um número inteiro de elementos em nenhuma das três dimensões da caixa, o ANSYS, automaticamente, redefiniu o comprimento. Neste caso o tamanho médio dos elementos foi definido em 0,0555 m. Para obter um número inteiro de elementos por dimensão da caixa, o programa definiu novos valores para as dimensões dos elementos, ficando 0,0546 na direção do comprimento da caixa, 0,0543 na altura e 0,0504 na largura. Com estes valores é totalizado o número de 20, 14 e 11 elementos nas direções do comprimento, altura e largura da caixa, respectivamente. O total de elementos desta malha acústica ficou em 3080 e a figura 3.3 mostra a mesma.

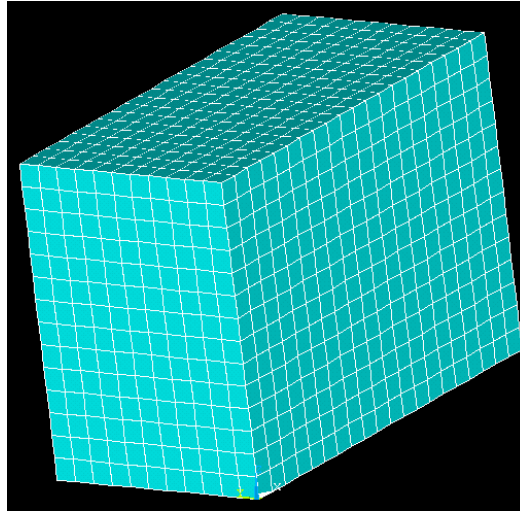


Figura 3.3: Malha acústica da caixa em elementos finitos.

Para que pudessem ser importadas pelo SYSNOISE, as malhas foram exportadas em um arquivo com formato “.cdb”.

3.5.2 – Geração do Modelo Estrutural

A segunda análise realizada é a estrutural. Os resultados aqui obtidos não serão validados sendo utilizados para o estudo do acoplamento fluido-estrutural.

3.5.2.1 – Geração da Geometria do Contorno

A criação da geometria estrutural foi bastante simples visto que já se dispunha da utilizada na análise acústica. Como no SYSNOISE se representaria a estrutura através de uma casca atribuindo-lhe espessura e propriedades do material, gerou-se

apenas uma geometria composta de superfícies sobre o volume.

3.5.2.2 – Geração da Malha Estrutural

No caso de análise estrutural, o SYSNOISE trabalha com malhas composta por elementos do tipo casca. Foi escolhido então o elemento tipo “casca 63” na biblioteca do programa que apresenta quatro nós. Como é necessário que ambas as malhas apresentem os nós de interface nas mesmas coordenadas, a malha estrutural foi criada sobre a acústica. Desta forma o programa automaticamente atende esta exigência, sendo a acústica removida posteriormente. Ao final do processo foi novamente criado um arquivo da malha no formato “.cdb” capaz de ser importado pelo SYSNOISE.

3.5.3 – Análise dos Modelos Numéricos

Como mencionado anteriormente, a análise foi dividida em três passos, análise acústica, estrutural e com os dois sistemas acoplados. Como isso pode-se posteriormente verificar a variação sofrida pelos sistemas isolados quando analisados juntos.

3.5.3.1 – Simulação da Cavidade Acústica

O primeiro passo para a simulação foi a importação do arquivo referente à malha no SYSNOISE. O processo seguinte foi atribuir as propriedades do fluido, no caso o ar,

a todos os elementos da malha. O valor de velocidade do som no ar foi considerado 347 m/s, referente à temperatura ambiente da medição na caixa. A densidade do ar foi mantida em 1,225 Kg/m³, valor padrão do SYSNOISE.

O procedimento seguinte é definir o tipo de análise que se deseja fazer. Neste caso, como só interessam as frequências de ressonância e os modos das mesmas, foi utilizado o método de extração de parâmetros de Lanczos. Os valores de número máximo de interações e tolerância foram mantidos os padrões do SYSNOISE, 100 e 1E-6, respectivamente. Nesta análise é considerada impedância infinita nos contornos da malha.

3.5.3.1.1 – Resultados Obtidos

Os resultados obtidos através do método de Extração Modal de Lanczos, para a parte acústica, são mostrados na tabela 3.3.

Tabela 3.3: Frequências naturais acústicas da cavidade em modelo numérico.

Notação do Modo	Descrição do Modo	Frequência Natural (Hz)
(1,0,0)	Primeiro Longitudinal	158,901
(0,0,1)	Primeiro Vertical	228,468
(1,0,1)	Primeiro Longitudinal e Primeiro Vertical	278,293
(0,1,0)	Primeiro Transversal	313,676

(2,0,0)	Segundo Longitudinal	318,782
(1,1,0)	Primeiro Longitudinal e Primeiro Transversal	351,628
(0,1,1)	Primeiro Transversal e Primeiro Vertical	388,060
(2,0,1)	Segundo Longitudinal e Primeiro Vertical	392,192

Neste caso não é feita nenhuma comparação com os resultados experimentais, o que será feito com os resultados da simulação do acoplamento.

3.5.3.2 – Simulação da Estrutura

Este é o passo seguinte à simulação da parte acústica. Nele a malha estrutural é importada no SYSNOISE e a ela são atribuídas tanto as propriedades do material como espessura das paredes e condições de contorno. Foi utilizado nesta análise o Método de Extração de Modos de Lanczos, sendo os parâmetros Número de Interações e Tolerância mantidos os padrões do programa. Será analisada também a influência da propriedade da madeira, conforme descrito a seguir.

3.5.3.2.1 – Definição das Propriedades da Madeira

A obtenção de valores corretos para as propriedades da madeira é bastante importante pois elas influenciam diretamente no cálculo dos modos estruturais. Os parâmetros exigidos pelo SYSNOISE são o Módulo de Young, Coeficiente de Poisson e Densidade.

Devido à grande variedade de tipos de madeira, os valores encontrados na literatura para as propriedades em questão variam muito, o que gera certa dificuldade em obter números mais precisos. Além disso, não se tem precisamente as características das chapas utilizadas na caixa como tipo de madeira, cola, etc. Outra característica deste material que gera incerteza na utilização das propriedades é o caráter anisotrópico da madeira, que pode apresentar valores bastante diferentes para o mesmo parâmetro, dependendo da direção analisada.

Os valores de Módulo de Young segundo [33] vão de 6 a 16 Gpa e segundo [34], é de 13 GPa. O coeficiente de Poisson, segundo [35], vai de 0,3 a 0,5 e, segundo [36], é de 0,235 para a madeira laminada. A densidade de chapas de madeira compensada, segundo [36], é de 680 Kg/m³. Os valores definidos para a análise foram os seguintes:

- Módulo de Young: 13 Gpa e 14 Gpa;
- Coeficiente de Poisson: 0,235;
- Densidade: 680 Kg/m³.

Foram escolhidos dois valores para o Módulo de Young com o objetivo de verificar a diferença entre os resultados e também porque não foi encontrado um valor específico para a chapa compensada, como nos outros parâmetros.

3.5.3.2.2 – Engaste da Estrutura

Em todas as análises realizadas neste experimento foi utilizada a condição de contorno de engaste em nós da placa inferior da caixa com o objetivo de simular sua fixação sobre o cavalete. Para isso foram atribuídas condições de deslocamento e rotação zero, em todas as direções, aos nós. Os nós escolhidos para engaste buscam representar a condição de contorno encontrada na estrutura real.

3.5.3.2.3 – Resultados Obtidos

Como na análise acústica, os modos estruturais foram obtidos através do método de Lanczos. Como forma de exposição dos resultados, será mostrada a figura ilustrativa da condição de contorno da análise em questão e os principais modos encontrados, bem como suas frequências. A frequência máxima de análise foi limitada a 400 Hz.

Na análise 1 foram utilizadas as seguintes propriedades da madeira: Módulo de Young de 13 GPa, Coeficiente de Poisson de 0,235 e Densidade de 680 Kg/m³; já na análise 2 o Módulo de Young foi alterado para 14 GPa. Ao final deste item será mostrada uma tabela com os valores das duas análises.

- Análise 1: Os nós com engastes são mostrados na figura 3.4. Os modos de deformação foram encontrados em 232,5 Hz e 336,5 Hz conforme mostrado na figura 3.5:

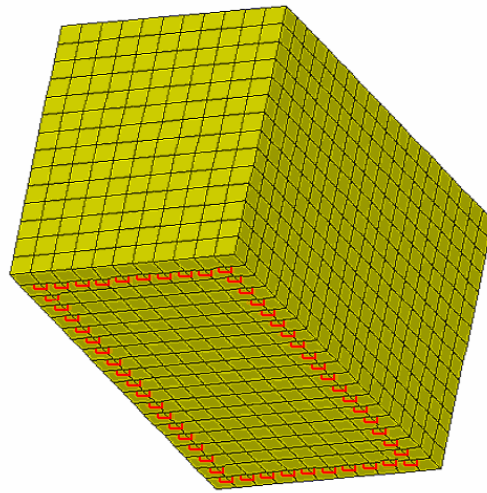


Figura 3.4 Engastes da caixa

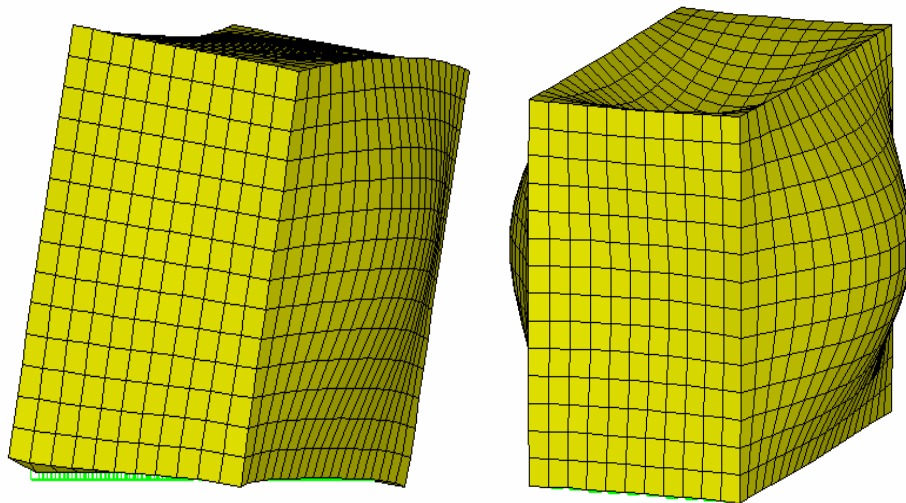


Figura 3.5: Modos de deformação estrutural da caixa para análise 1.

- Análise 2: Nesta simulação foi utilizada a mesma condição de contorno da simulação 1, por este motivo a figura não será mostrada novamente. Os modos de deformação estrutural foram encontrados em 241,3 e 349,2Hz, conforme mostrado na figura 3.6:

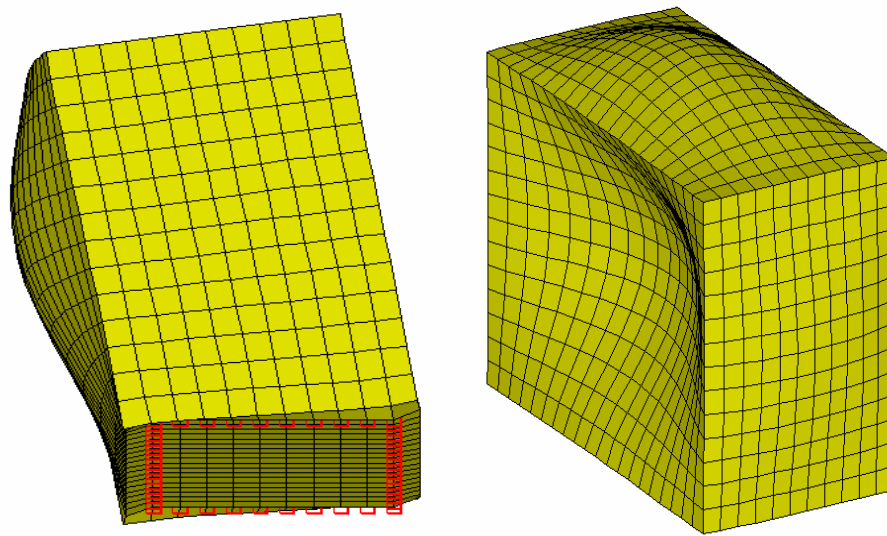


Figura 3.6: Modos de deformação estrutural da caixa para análise 2.

Os resultados obtidos mostram que o primeiro modo caracteriza-se basicamente como uma flexão transversal da caixa sobre seu cavalete. O segundo modo mostra principalmente flexão das chapas da caixa, não havendo movimento em relação ao cavalete. A tabela 3.4 mostra resumidamente as frequências encontradas para os dois primeiros modos nas análises acima.

Tabela 3.4: Resultados numéricos das duas simulações estruturais da caixa.

Forma Modal Principal	Análise 1	Análise 2	Diferença (%)
Flexão da Transversal da Caixa sobre o Cavalete	232,491 Hz	241,268 Hz	3,638
Flexão das Chapas da Caixa	336,510 Hz	349,217 Hz	3,639

Comparando-se os resultados é verificado que na última análise as frequências naturais são maiores devido a maior rigidez atribuída pelo valor do Módulo de Young. A comparação destes resultados com os da análise experimental será feita após a simulação do acoplamento fluido-estrutural.

3.5.5.3 – Simulação do Acoplamento Fluido-Estrutural

Neste item serão apresentados os resultados encontrados para acoplamento entre fluido e estrutura no modelo em análise. O método utilizado pelo SYSNOISE é o de analisar individualmente os dois sistemas e posteriormente extrair os modos dos dois acoplados. Foram utilizados os resultados das três condições de contorno da caixa e o acústico.

3.5.5.3.1- Resultados Obtidos

Os resultados obtidos são classificados como dominados pela estrutura ou pelo fluido conforme o sistema do qual tem origem e mostrados para cada análise de forma a comparar a variação entre o resultado do sistema acoplado ao originário desacoplado. É feita uma simulação para cada análise estrutural realizada. Os resultados estão mostrados nas tabelas 3.5 e 3.6:

Tabela 3.5: Resultados numéricos estruturais da caixa para a análise 1.

Classificação do Modo	Frequência Natural Acoplada (Hz)	Frequência Natural do Sistema de Origem (Hz)	Diferença (%)
Dominado pelo Fluido	158,852	158,901	-0,031
Dominado pelo Fluido	228,400	228,468	-0,030
Dominado pela Estrutura	231,541	232,491	-0,409
Dominado pelo Fluido	278,271	278,293	-0,008
Dominado pelo Fluido	314,611	313,676	0,298
Dominado pelo Fluido	317,874	318,782	-0,285
Dominado pela Estrutura	336,857	336,510	0,103
Dominado pelo Fluido	351,206	351,628	-0,120
Dominado pelo Fluido	387,971	388,060	-0,023
Dominado pelo Fluido	392,189	392,192	-0,001

Tabela 3.6: Resultados numéricos experimentais para a análise 2.

Classificação do Modo	Frequência Natural Acoplada (Hz)	Frequência Natural do Sistema de Origem (Hz)	Diferença (%)
Dominado pelo Fluido	158,812	158,901	-0,056
Dominado pelo Fluido	228,370	228,468	-0,043
Dominado pela Estrutura	240,188	241,268	-0,448
Dominado pelo Fluido	278,266	278,293	-0,010

Dominado pelo Fluido	314,756	313,676	0,344
Dominado pelo Fluido	318,207	318,782	-0,180
Dominado pela Estrutura	349,159	349,217	-0,017
Dominado pelo Fluido	351,258	351,628	-0,105
Dominado pelo Fluido	387,932	388,060	-0,033
Dominado pelo Fluido	392,171	392,192	-0,005

A tabela 3.7 mostra a influência da Módulo de Young na variação dos módulos acoplados em relação aos que lhe deram origem.

Tabela 3.7: Comparação entre os resultados das análises 1 e 2.

Número da Análise	Varição Média dos Modos Acústicos (%)	Varição Média dos Modos Estruturais (%)
1	0,0995	0,2560
2	0,0991	0,2325

Os modos acústicos obtiveram menor variação na análise 2 visto que a maior rigidez atribuída pelo Módulo de Young com valor mais alto faz com que a condição de contorno da cavidade se aproxime daquela existente no cálculo acústico desacoplado, ou seja, velocidade zero no contorno.

3.6 – Resultados Obtidos

Os resultados obtidos neste capítulo são mostrados de forma simplificada na tabela 3.8 para facilitar a comparação dos valores obtidos. Os valores medidos experimentalmente são confrontados com os obtidos via análise numérica.

Tabela 3.8: Comparação entre os resultados das duas análises 1 e 2 com o experimental

Frequências Naturais Experimentais (Hz)	Frequências Naturais Acopladas – Análise 1 (Hz)	Diferença (%)	Frequências Naturais Acopladas – Análise 2 (Hz)	Diferença (%)
160,0	158,8	-0,8	158,9	-0,1
226,0	228,4	1,1	228,5	1,2
237,5	231,5	-2,5	240,2	1,2
279,0	278,3	-0,2	278,3	-0,2
316,5	314,6	-0,6	313,7	-0,9
320,0	317,9	-0,7	318,9	-0,3
Não Identificado	336,9	---	349,2	---
354,0	351,2	-0,8	351,6	-0,7
391,5	388,0	-0,9	388,1	-0,9
393,0	392,2	-0,2	392,2	-0,2

Na tabela 3.9, os valores médios das diferenças entre modos dominados pela estrutura e dominados pelo fluido são confrontados com o resultado experimental.

Como o segundo modo dominado pela estrutura não foi encontrado experimentalmente, o valor médio é o valor do primeiro modo.

Tabela 3.9: Comparação da variação média dos modos acústicos e estruturais

Análise	Variação Média dos Modos Dominados pelo Fluido (%)	Variação Média dos Modos Dominados pela Estrutura (%)
1	0,7	2,5
2	0,6	1,2

3.7 - Conclusões

Fica claro nesta comparação que a análise 2 apresenta resultados mais próximos ao que foi medido experimentalmente. Todavia as diferenças encontradas, tanto para os modos dominados pela estrutura quanto pelo fluido, são muito pequenas. Ambos os valores do Módulo de Young podem ser utilizados sem que os resultados sejam influenciados de forma significativa. Por coerência com o aqui apresentado, nos modelos do capítulo 4 será utilizado o valor de 1,4 GPa.

O segundo modo dominado pela estrutura não foi identificado experimentalmente, uma vez que sua forma modal é basicamente de flexão das placas da caixa de madeira. Estas apresentam espessura alta (0,048m), o que faz com que sua rigidez seja também muito alta. Como todos os modos, tanto acústicos quanto estruturais foram excitados via fonte sonora, a onda acústica não conseguiu excitar

mecanicamente este modo e por conseqüência o campo acústico não foi influenciado pelo mesmo.

No caso do primeiro modo estrutural, trata-se principalmente de um modo de balanço transversal da caixa sobre o cavalete sem grande deformação associada. Com isso o campo acústico interno conseguiu excitá-lo mecanicamente e, como conseqüência, um modo acoplado dominado pela estrutura foi gerado neste mesmo campo.

Capítulo 4

Simulação Numérica da Cavidade Veicular sem Bancos

4.1 - Introdução

Após o trabalho desenvolvido no capítulo anterior, já se tem suficiente domínio dos programas de simulação para avançar na complexidade dos problemas em análise.

A extrema complexidade do campo acústico interno de um veículo faz com que seja muito difícil sua caracterização de forma experimental sem um prévio conhecimento, ou ao menos uma estimativa, de como o mesmo se apresenta.

Desta forma, decidiu-se estudar previamente o campo acústico da cavidade através de modelos como forma de familiarização para a etapa seguinte, o estudo experimental no veículo propriamente dito. Duas metodologias foram então definidas, uma baseada na avaliação experimental da cavidade em escala e outra por elementos finitos. As duas linhas de pesquisa se complementam de forma a garantir os resultados obtidos. Neste capítulo será abordado o estudo numérico, sendo o modelo em escala reduzida estudado no próximo.

Uma vez que o modelo em escala é construído em chapas de madeira compensadas e acrílico, o campo acústico influencia e sofre influência da estrutura, ou seja, existe acoplamento fluido-estrutural entre os dois sistemas. Este fenômeno também será abordado neste capítulo como forma de melhor entender os resultados do capítulo posterior. É importante manter em mente que não se pretende validar a parte estrutural, mas sim obter uma estimativa da possível variação das frequências de ressonância acústicas em função deste acoplamento.

Ambas as abordagens mencionadas acima são relacionadas à cavidade sem a presença dos bancos. Também como forma de simplificação dos estudos iniciais, foi decidido começar sem os bancos como forma de simplificar a geometria. No trabalho desenvolvido no capítulo anterior, esse fenômeno se mostrou inexpressivo. Todavia, no modelo aqui apresentado, faz-se uso de chapas menos espessas, o que pode influenciar no campo acústico de forma mais relevante.

Em geral, a utilização de modelos, independentemente da aplicação a que se destinam, é feita após os primeiros estudos do problema real. Desta maneira, os mesmos são desenvolvidos de forma a apresentarem as mesmas características da estrutura que lhes deu origem e têm como objetivo evitar a necessidade de novas avaliações experimentais. No caso deste trabalho, devido ao problema de complexidade relatado anteriormente, os modelos prestam-se apenas ao auxílio no entendimento do problema real.

4.2 – Análise da Viabilidade do Uso de Modelos em Escala

A avaliação da viabilidade do uso de modelos em escala para experimentos envolvendo acústica pode ser feita facilmente tomando-se o caso de uma cavidade com duas paredes paralelas e através do uso da Eq. (4.1):

$$f_R = \frac{c}{2L_p} \quad , \quad (4.1)$$

onde:

“ f_R ” é a primeira frequência de ressonância.

“ c ” é a velocidade do som no fluido.

“ L_p ” é a distância entre as paredes.

A equação representa a primeira frequência de ressonância que se forma quando $\frac{1}{2}$ comprimento de onda tem a mesma dimensão da distância entre as paredes. Tomando-se como exemplo o caso do modelo em questão, pode-se imaginar uma dimensão “ L_1 ” de magnitude 1 encontrada no veículo e que no modelo, visto que o fator de escala é 2,7:1, apresenta magnitude “ L_2 ” de 0,37. Considerando-se o mesmo valor de “ c ”, tem-se:

$$f_{R1} = \frac{343}{2 * 1} = 171,5Hz \quad (4.2)$$

e

$$f_{R2} = \frac{343}{2 * 0,37} = 463,5Hz \quad . \quad (4.3)$$

Comparando-se os dois resultados percebe-se que a frequência natural do modelo é 2,7 vezes maior que a do veículo. Com isso é possível comparar os resultados entre ambos apenas dividindo os resultados do modelo pelo fator de escala.

4.3 - Obtenção das Dimensões da Cavidade a ser Estudada

A geração da geometria representativa do objeto ou sistema que se deseja estudar é o primeiro passo de uma análise numérica por elementos finitos. Para confecção desta é necessário que se tenham os dados referentes às dimensões do veículo real. O ideal é desenvolver a malha a partir de arquivos de programas utilizados no próprio projeto da carroceria do carro como AutoCAD, por exemplo. Isto garante a exatidão nas dimensões do modelo e melhora a relação dele com o objeto real. Todavia, este tipo de informação é muito restrita e praticamente impossível de ser obtida junto às montadoras.

Resta, então, obter as informações necessárias a partir do próprio veículo. Este processo é realizado através da medição das principais dimensões internas do carro com uma trena. Neste caso perde-se o detalhamento das estruturas, como variações de forma do painel, volante de direção, alavanca de câmbio entre outros. Como a frequência máxima de estudo do campo acústico do carro neste trabalho é limitada à 200 Hz, este tipo de imprecisão não é relevante visto que o comprimento de onda é bastante superior às dimensões citadas acima. As dimensões obtidas no veículo estão

mostradas esquematicamente nas figuras 4.1 e 4.2, sendo que esta última corresponde aos valores para a posição dos bancos dianteiros. A parte traseira do veículo é mais estreita e baixa, o que também foi levado em consideração na criação do modelo, apesar de não mostrado nas figuras.

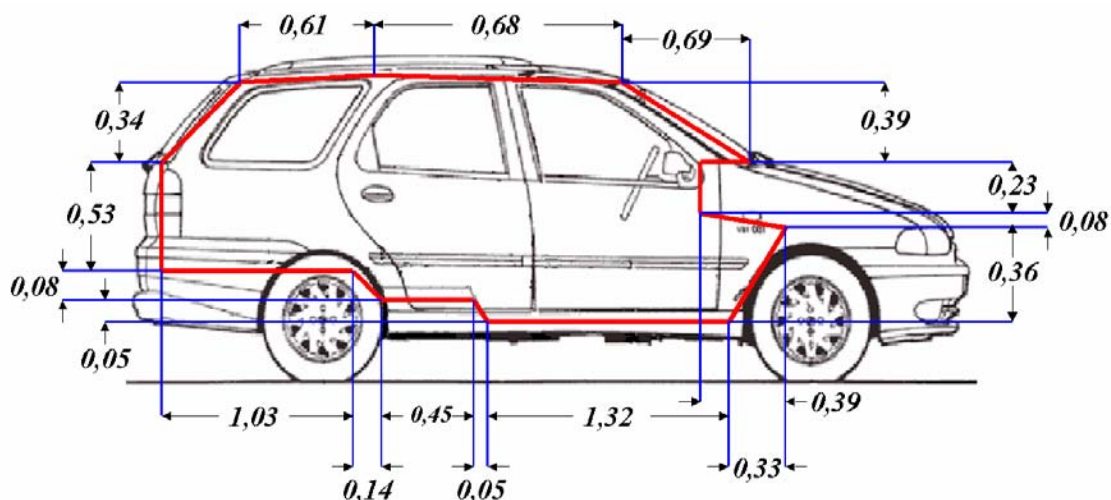


Figura 4.1: Dimensões da cavidade do veículo (vista lateral) em "m".

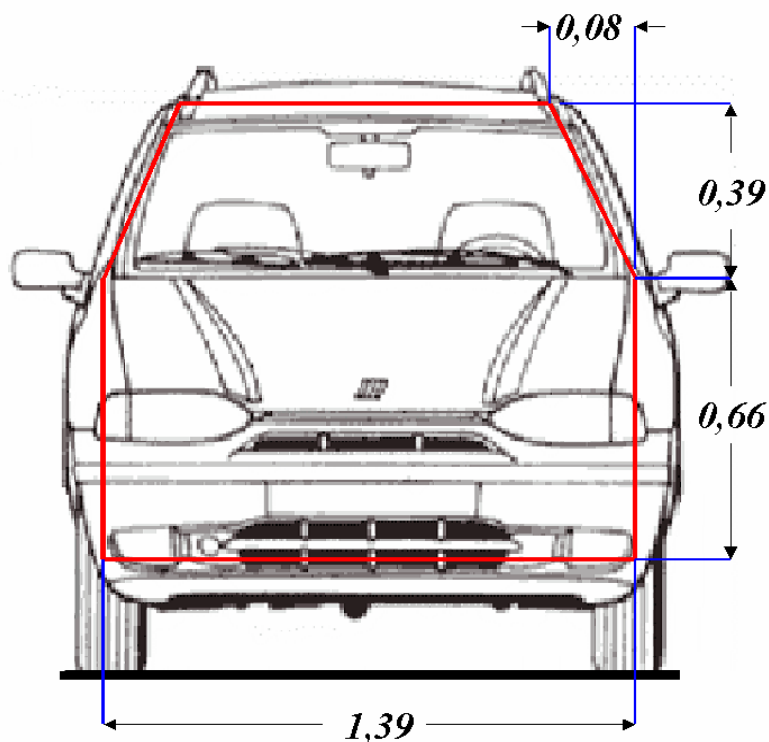


Figura 4.2: Dimensões da cavidade do veículo (vista dianteira) em "m".

4.4 - Geração da Cavidade Acústica no Programa ANSYS

O programa de análise acústico-estrutural SYSNOISE versão 5.4 utilizado para o estudo da cavidade e de seu contorno não apresenta interface para geração de geometrias e malhas. Desta forma foi escolhido, como no Capítulo 2, o programa ANSYS versão 5.3 para o desenvolvimento deste passo inicial. Este não apresenta recursos muito avançados de geração de geometria mas é bastante eficiente na criação da malha de elementos finitos. Levando-se em conta a simplicidade da geometria obtida através das medições do carro, é plenamente satisfatório.

É importante salientar que o modelo em escala reduzida a ser apresentado no capítulo seguinte é também baseado nos valores dimensionais aqui obtidos acima. Como a escala do mesmo é de 2,7:1, o modelo numérico deste capítulo também será desenvolvido tendo com base esta relação. Desta forma, os valores de frequência de ressonância encontrados nos dois modelos terão de ser corrigidos pelo mesmo fator de escala quando forem comparados com os resultados do veículo real.

4.4.1 – Geração da Geometria

Para geração da malha é necessário inicialmente criar a geometria. Esta é basicamente um sólido representando o espaço ocupado pelo ar dentro do veículo. O ANSYS dispõe de vários recursos para criação da geometria, uma vez que se podem gerar sólidos simples como cubos, paralelepípedos, esferas,

etc, apenas informando suas dimensões características. Todavia, estes sólidos não são suficientes, sendo necessário determinar inicialmente os nós e a partir deles criar volumes. Como o programa não permite que se gere um único volume capaz de preencher toda a cavidade de uma só vez, é necessário dividir a mesma em vários volumes. A sequência antes detalhada está ilustradas nas figuras 4.3, 4.4 e 4.5.

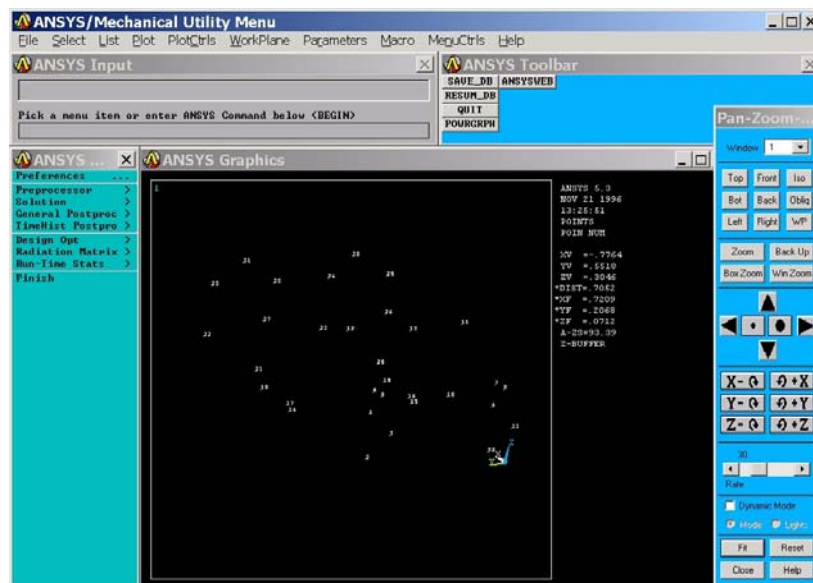


Figura 4.3: Criação dos pontos da cavidade no ANSYS.

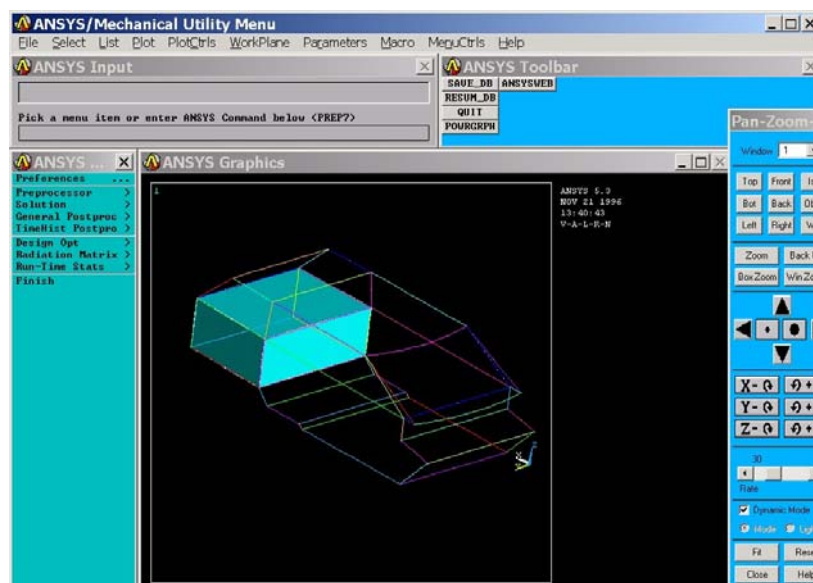


Figura 4.4: Geração de volumes da cavidade no ANSYS.

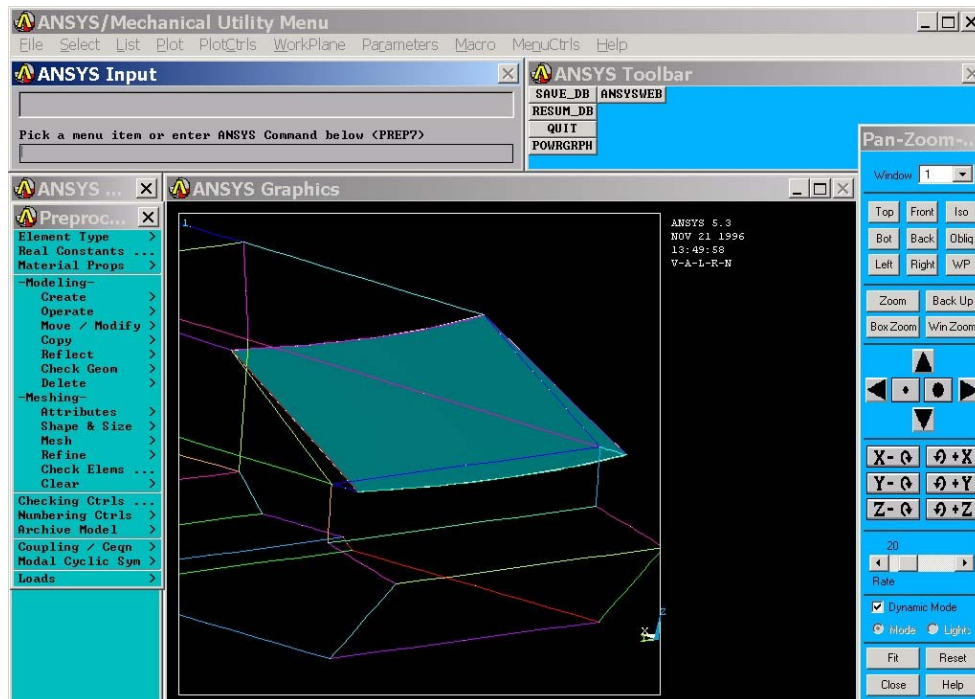


Figura 4.6: Criação do volume do pára-brisa dianteiro no ANSYS.

4.4.2 - Geração da Malha Acústica em Elementos Finitos

O passo seguinte na construção do modelo é a geração da malha de elementos finitos. Novamente foi utilizado o ANSYS como ferramenta. Uma vez que a malha seria utilizada em outro programa, foi necessário desenvolvê-la tendo em vista as exigências do mesmo quanto a tipo de elemento, número de nós bem como seu tamanho médio.

4.4.2.1 – Definição do Tipo de Elemento

Conforme comentado no capítulo anterior, durante a importação da malha no SYSNOISE, é atribuída a ela a característica de fluido. Neste caso, todos os elementos são considerados fluido, ou seja, com somente um grau de

liberdade atribuído aos nós, a pressão. Todavia, é necessário que eles sejam gerados como elementos sólidos para que isso seja possível. Foi novamente escolhido na biblioteca do programa o elemento tridimensional “Sólido 45” que apresenta oito nós apenas com grau de liberdade de deslocamento nos três eixos perpendiculares. Este é considerado, em termos de complexidade, o segundo elemento sólido, sendo o tetraédrico de quatro nós o primeiro.

4.4.2.2 – Definição do Tamanho Médio dos Elementos

A definição do tamanho médio dos elementos deve obedecer o critério estabelecido pelo SYSNOISE de 12 elementos por comprimento de onda como necessário para que se tenha acuracidade nos resultados da análise. A determinação do tamanho máximo que os elementos pode apresentar é obtida da facilmente pela Eq. (4.4), considerando-se que a faixa de frequência de análise é limitada em 200Hz:

$$L_E = \frac{c}{f_m 12} \quad , \quad (4.4)$$

onde:

“ L_E ” é o comprimento máximo permitido para a aresta dos elementos em [m];

“ c ” é a velocidade de propagação do som no meio, em [m/s];

“ f_m ” é a frequência máxima da análise, em [Hz].

Atribuindo valores à Eq. (4.4), obtém-se:

$$L_E = \frac{343}{200 * 12} = 0,143m \quad . \quad (4.5)$$

Foi atribuído o valor de velocidade de propagação do som à temperatura de 25°C, 346m/s, uma vez que as medições experimentais ainda não haviam sido feitas. Com isso foi obtido o valor de 0,143 m como comprimento máximo médio das arestas dos elementos. No caso em questão, foi definido o valor de 0,04 m, o que garante o número de 42,9 elementos por comprimento de onda acústica da máxima frequência. O número total de elementos do modelo foi 16.132, considerado razoável para a complexidade do problema.

Devido à complexidade geométrica da cavidade, a malha teve de ser construída utilizando o comando de geração “livre”. Nele os elementos são obtidos de forma a preencher o volume da melhor forma, sem necessariamente manter suas arestas paralelas aos elementos circundantes. Para sólidos de formas geométricas mais simples, pode-se utilizar o comando de geração mapeada onde os elementos são obtidos com as arestas paralelas às dos vizinhos, bem como com as arestas do sólido. Ao final do processo foi gerado um arquivo de extensão “.cdb” capaz de ser entendido posteriormente pelo SYSNOISE.

4.5- Geração da Estrutura no Programa ANSYS

Como se pretendia estudar o acoplamento fluido-estrutural do sistema,

foi necessário criar um modelo da estrutura. Uma vez que se já dispunha da geometria e da malha acústica, a criação da segunda foi facilitada.

4.5.1 – Geração da Malha em Elementos Finitos

Visto que já se dispunha da malha e da geometria acústica, não foi necessário desenvolver uma nova geometria para então gerar a malha de elementos da estrutura. Para que a malha seja corretamente importada pelo SYSNOISE, e para que possa ser unida à acústica, elas devem apresentar os nós dos elementos de interface nas mesmas coordenadas. Por isso, a estrutural foi gerada sobre as superfícies do volume já com os elementos acústicos. Desta forma os elementos de interface estruturais mantiveram as mesmas coordenadas dos acústicos. Em seguida, a parte acústica foi removida, permanecendo a estrutural. Conforme realizado nos casos anteriores, foi gerado um arquivo de extensão “.cdb”, o qual pode ser importado pelo SYSNOISE.

É importante salientar que o modelo construído em madeira apresenta reforços estruturais na parte dianteira e traseira da abertura superior. Este é uma viga de madeira de 35mm de altura, 17mm de espessura e com o comprimento equivalente à largura do carro na região onde é fixado. Outro reforço equivalente foi fixado à chapa de acrílico que, quando a tampa é montada no modelo, ficam em contato. A função destes aparatos é permitir que a tampa de acrílico e a parte de madeira fiquem em contato quando fechadas. Três presilhas tipo “sargento” na dianteira e outras três na traseira comprimem

um reforço contra o outro, garantindo ambas as peças se comportem como uma só.

Para que estes reforços também pudessem ser adicionados ao modelo numérico, foi criada na malha da estrutura, uma região equivalente à largura dos mesmos, delimitada por linhas antes da geração dos elementos. Com isso, no SYSNOISE foi possível selecionar apenas essa região e atribuir a espessura apropriada, mantendo as demais apenas com as espessuras das chapas compensadas e do acrílico.

4.5.1.1 – Definição do Tipo de Elemento

Assim como no capítulo anterior, o elemento escolhido foi o “casca 63”, que apresenta quatro nós. Sua malha foi criada sobre as áreas externas do volume e, conforme mencionado anteriormente, sobre a malha acústica. Novamente não é necessário atribuir nenhum tipo de propriedade durante a sua criação, pois isto é feito após a importação do arquivo bem como a atribuição dos graus de liberdade aos nós.

4.6– Análise dos Modelos Numéricos

A análise dos modelos numéricos foi dividida em três partes, a acústica, a estrutural e a com os modelos acoplados. Desta forma é possível obter os resultados dos dois sistemas isolados e depois avaliar a influência que um

exerce sobre o outro. Os itens a seguir apresentam cada análise, desde a importação das malhas até a comparação dos resultados.

4.6.1– Análise do Modelo Acústico

A primeira análise realizada foi a do modelo acústico. O primeiro passo foi a importação da malha, onde foi escolhida a opção “Elementos Finitos / Fluido” fazendo com que todos os elementos fossem entendidos como sendo fluidos.

A etapa seguinte foi a definição das propriedades do fluido. O programa disponibiliza que se atribuam valores à velocidade do som no meio e à densidade do material. Como não se dispunham de antemão dos resultados numéricos, foi definido que a simulação seria realizada à temperatura de 25°C, com o valor de 346 m/s. À densidade foi atribuído o valor de 1,225 kg/m³ e à impedância não foi atribuído nenhum valor, utilizando-se o padrão do programa. Uma vez que se buscava as frequências de ressonância e os modos puramente acústicos, esta condição de contorno é essencial, pois representa paredes totalmente rígidas.

O processamento numérico foi feito através do método de Lanczos, que não fornece as curvas de resposta da cavidade, mas apenas estima os modos e suas frequências, com um ganho significativo de tempo computacional. Considerando que o modelo foi construído em escala de 2,7:1, o valor máximo de análise foi definido em 540Hz, representando 200Hz do veículo real.

4.6.1.1– Resultados Obtidos

Neste item serão apresentados os resultados obtidos em forma de tabela e de figuras representativas dos modos. Na tabela 4.1 são mostradas as frequências naturais do modelo e as corrigidas pela escala, a descrição do modo quanto à sua orientação espacial em relação ao três eixos principais do modelo, longitudinal, transversal e vertical, quando possível e a figura correspondente ao modo.

Tabela 4.1: Resultados da simulação acústica da cavidade sem bancos.

Frequência Natural do Modelo (Hz)	Frequência Natural Corrigida (Hz)	Descrição da Forma Modal	Figura Representativa
163,0	60,4	1º Longitudinal	4.7
307,3	113,8	2º Longitudinal	4.8
341,9	126,6	1º Transversal	4.8
381,4	141,3	1º Longitudinal e 1º Transversal	4.9
438,9	162,6	3º Longitudinal	4.9
460,9	170,7	2º Longitudinal e 1º Transversal	4.10
477,7	176,9	---	4.10

Abaixo são mostradas as figuras representativas dos modos acústicos. A figura 4.7 mostra a tela do SYSNOISE com o resultado da primeira frequência natural.

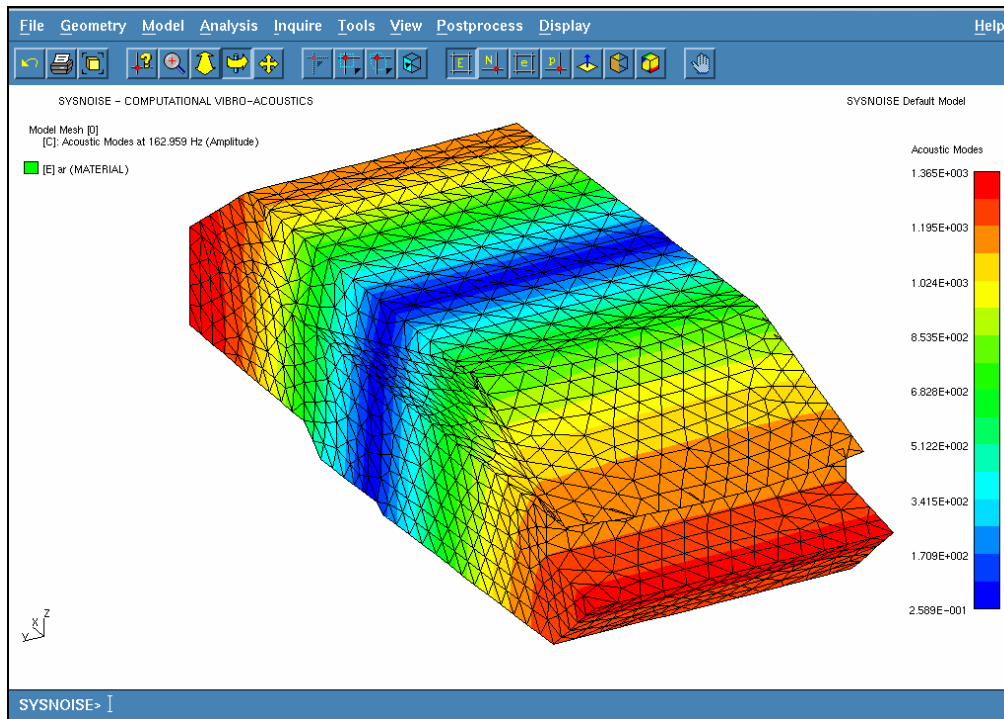


Figura 4.7: Modo acústico da cavidade sem bancos em 163,0Hz.

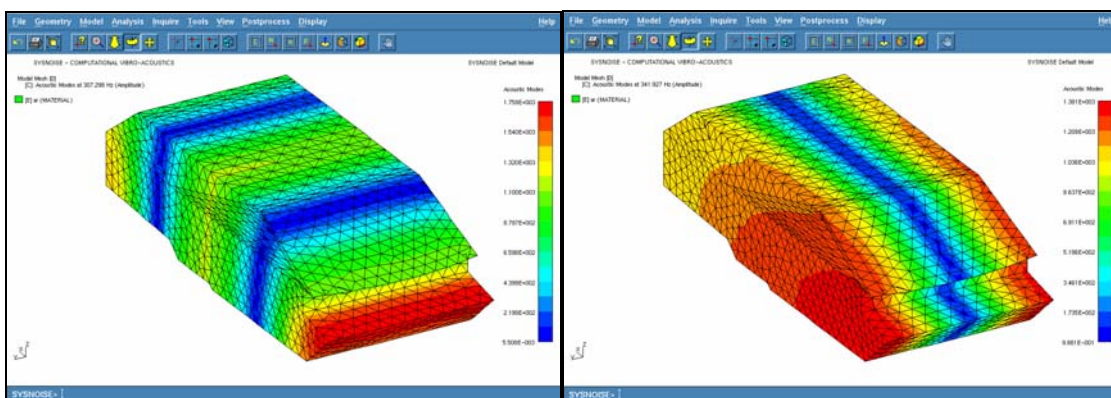


Figura 4.8: Modos Acústicos da cavidade em 307,3 (esq.) e 341,9Hz (dir.).

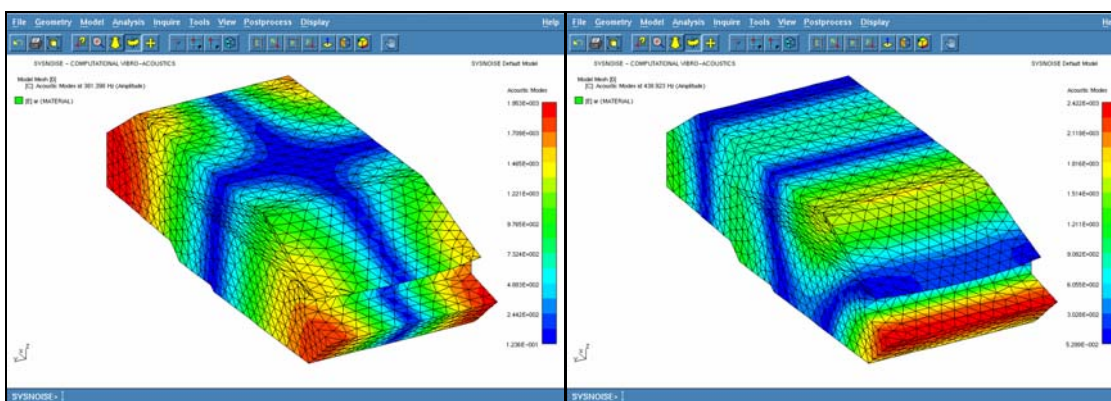


Figura 4.9: Modos acústicos da cavidade em 381,4(esq.) e 438,9Hz (dir.).

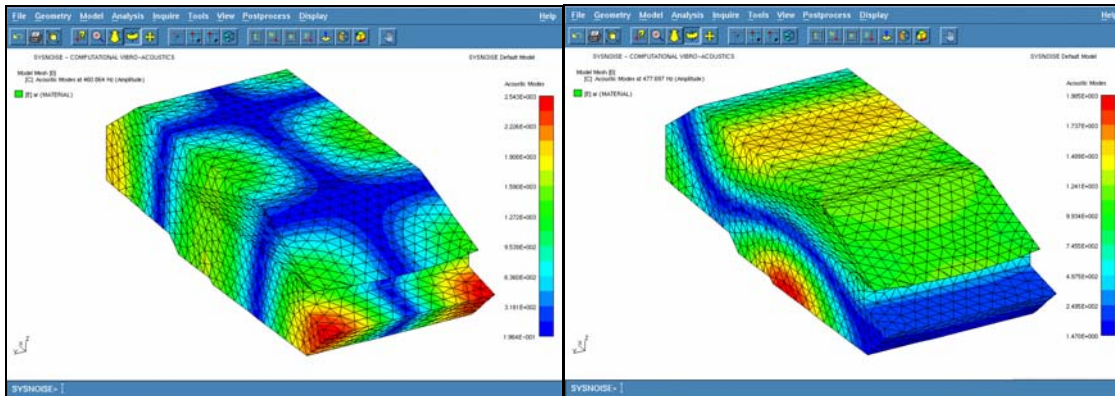


Figura 4.10: Modos acústicos da cavidade em 460,9 (esq.) e 477,7Hz (dir.).

4.6.2– Análise do Modelo Estrutural

A segunda análise numérica refere-se à parte estrutural em separado. A primeira etapa foi a importação da malha no SYSNOISE, onde foi escolhida a opção “Elementos Finitos / Estrutural”, onde todos os elementos são entendidos como elementos de casca. Visto que a estrutura do modelo é composta por chapas de madeira de várias espessuras e acrílico, foi necessário criar conjuntos de elementos para que a eles se pudessem atribuir diferentes espessuras e propriedades de material. Estes são criados através de um comando no programa que permite selecionar áreas contendo elementos e depois uni-las formando conjuntos. Foram criados quatro conjuntos de áreas, compreendendo as regiões feitas em chapas compensadas de 5 e 9 mm, os reforços e a chapa de acrílico, conforme mostrado nas figuras 4.11, 4.12 e 4.13:

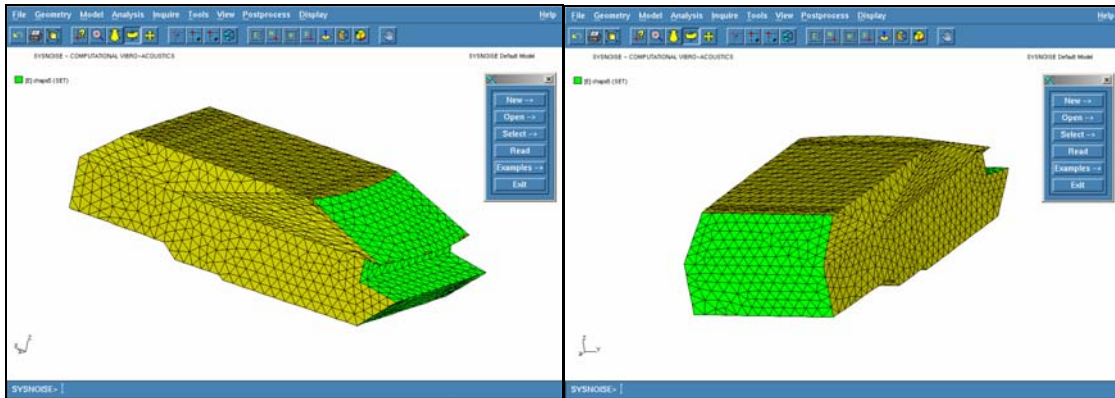


Figura 4.11: Conjunto de elementos com espessura 5 mm de madeira.

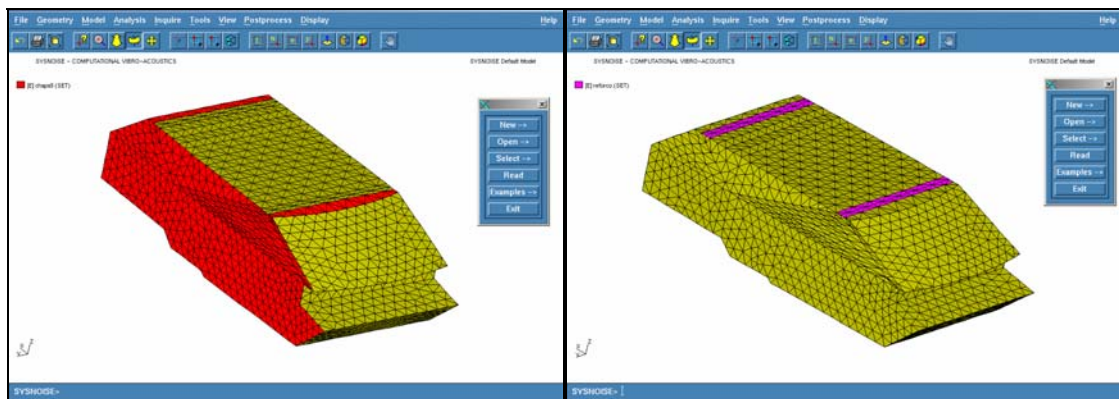


Figura 4.12: Conjunto de elementos com espessura de 9mm de madeira (esq.) e reforços (dir.).

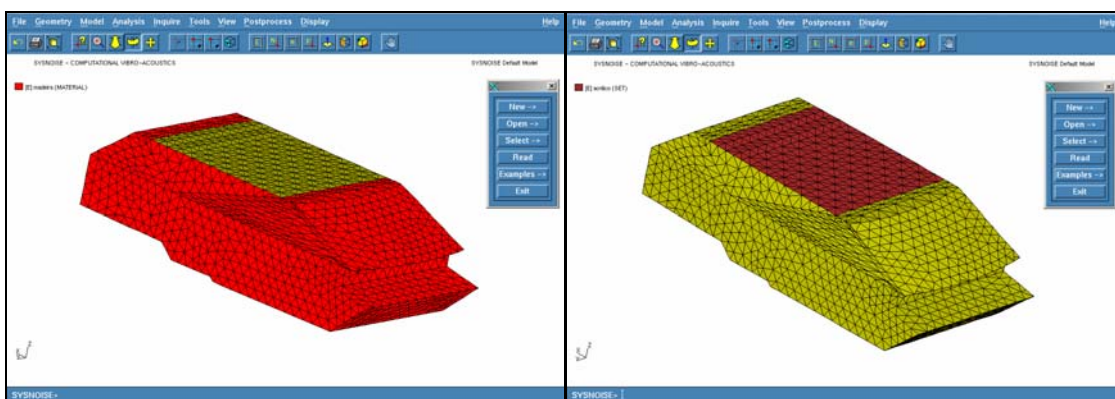


Figura 4.13: Conjunto de elementos com propriedades de madeira (esq.) e acrílico (dir.).

A análise foi feita pelo método de Lanczos, que estima as frequências de ressonância e seus modos característicos.

4.6.2.1 – Definição das Propriedades dos Materiais

Assim com no caso anterior, é preciso determinar as propriedades dos elementos da malha. No caso estrutural, é necessário atribuir o Módulo de Young, o Coeficiente de Poisson e a Densidade do material. Para a madeira, tanto as chapas quanto para o reforço, foram utilizados os valores do Capítulo 3, que apresentaram melhor resultado em relação ao experimental: 14Gpa, 0,235 e 680kg/m³ para Módulo de Young, Coeficiente de Poisson e Densidade, respectivamente. Para o acrílico, segundo [37], os valores são 2,4GPa, 0,30 e 1200kg/m³, para as mesmas propriedades.

4.6.2.2 – Condições de Contorno da Estrutura

Como em qualquer tipo de análise, as condições de contorno têm grande influência nos resultados dos experimentos. Neste, em especial, foi necessário atentar para dois fatores importantes durante a definição das fixações da estrutura:

- As condições do modelo numérico deveriam ser passíveis de aplicação na análise experimental;
- A condição de contorno deveria ter a menor influência possível no resultado das medições.

Buscando satisfazer as duas condições, foi definido que, numericamente, a estrutura teria os nós mostrados na figura 4.14 restringidos com relação ao deslocamento vertical.

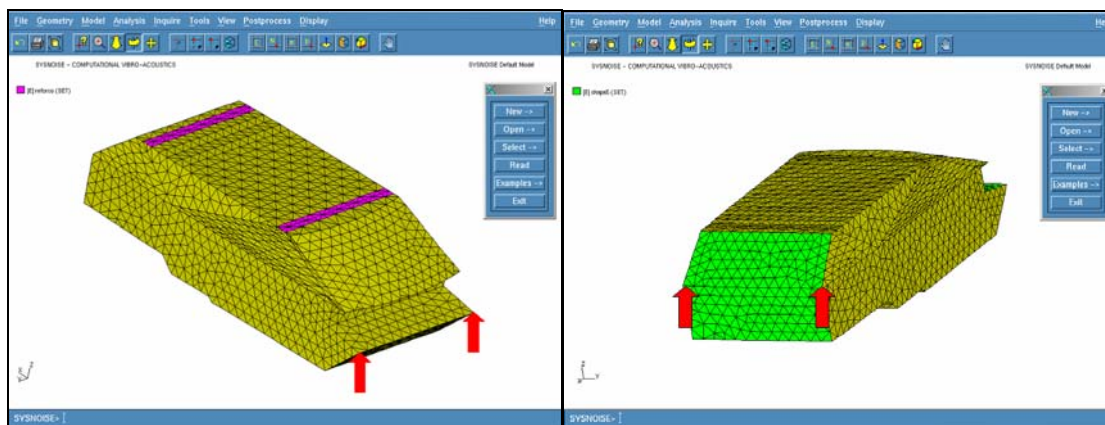


Figura 4.14: Nós de aplicação da condição de contorno

Desta forma às duas condições foram atendidas, uma vez que, na análise experimental, a estrutura pode ser suportada por cabos de “nylon” verticais conectados aos pontos representados pelos nós engastados. A influência da fixação nos resultados se resume praticamente à adição de modos de corpo rígido (de balanço) em baixas frequências, que não chegam a alterar os modos de deformação da estrutura. Além dessa, outras formas de fixação foram pensadas como apoiar a estrutura sobre espuma ou diretamente sobre o chão. Todavia, apresentam empecilhos como a dificuldade de representação numérica no caso da espuma e de alteração dos modos relacionados à deformação no caso do apoio sobre o chão.

4.6.2.3 – Resultados Obtidos

A resposta obtida para a simulação estrutural será apresentada em

forma de tabela com as frequências de ressonância. Lembra-se que, como o objetivo principal deste capítulo não é identificar formas modais estruturais, mas sim avaliar sua influência no campo acústico, somente algumas serão mostradas.

Tabela 4.2: Resultado da simulação estrutural do modelo em escala.

Frequência Natural (Hz)	Figura da Forma Modal
0,5	
0,9	
1,4	
58,1	Figura 4.15
107,1	
129,7	
166,8	
179,1	
184,5	
217,7	
237,7	Figura 4.16
249,3	
259,3	
264,4	
289,9	
295,6	
298,1	
309,5	Figura 4.17
324,4	

339,7	
343,0	
348,7	
371,7	
377,5	
405,9	Figura 4.17
410,2	
417,2	
429,9	
431,3	
442,5	
443,0	
447,1	Figura 4.18
465,0	
478,7	
489,4	
497,4	
522,8	Figura 4.18
529,1	
532,3	

Na figuras 4.15, 4.16, 4.17 e 4.18 são apresentadas algumas formas modais estruturais.

4.6.3 – Análise do Acoplamento entre Fluido e Estrutura

A terceira análise deste capítulo é referente ao acoplamento entre fluido e estrutura. O principal objetivo é verificar a influência da estrutura no campo acústico interno, de forma a obter uma melhor relação com as medições experimentais. Novamente foi utilizado o programa SYSNOISE para obtenção dos resultados. Visto que já se dispunha das malhas e de suas propriedades referentes aos sistemas acústico e estrutural em separado, foi possível apenas uni-los e realizar uma nova análise.

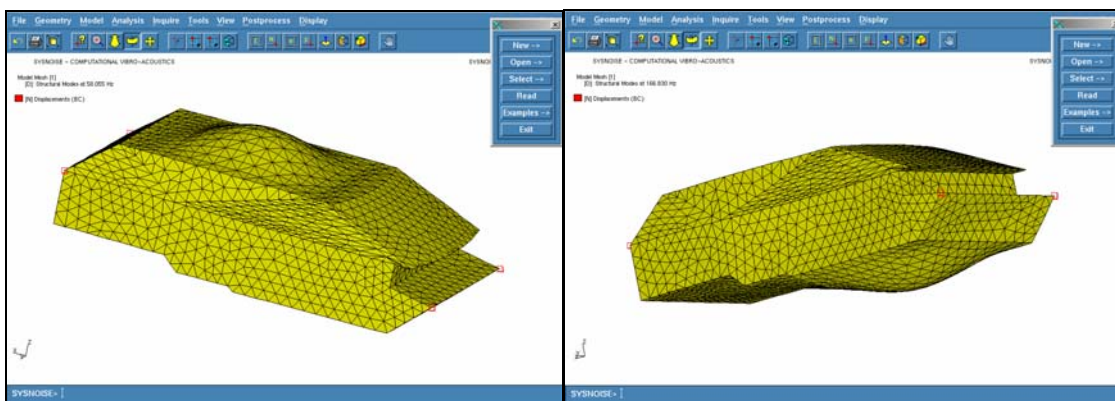


Figura 4.15: Modos estruturais do modelo em 58,1(esq.) e 166,8Hz (dir.).

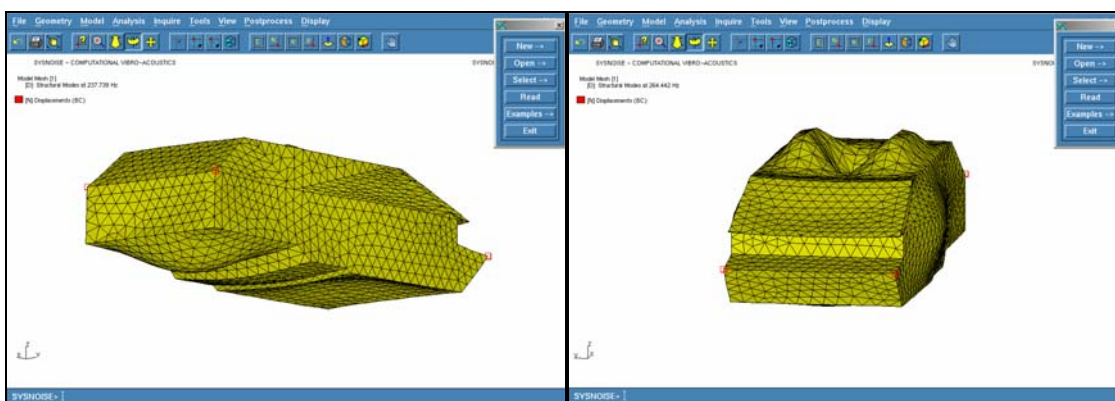


Figura 4.16: Modos estruturais do modelo em 237,7 (esq.) e 264,4Hz (dir.).

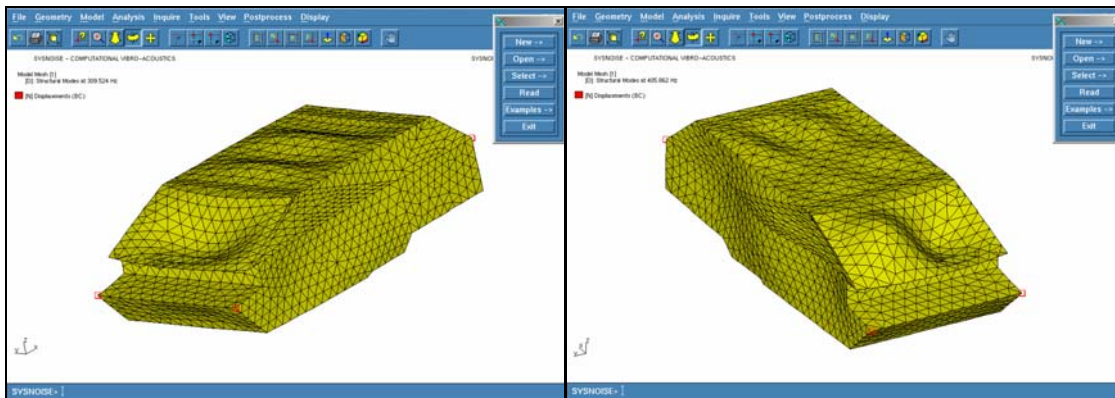


Figura 4.17: Modos estruturais do modelo em 309,5 (esq.) e 405,9Hz (dir.).

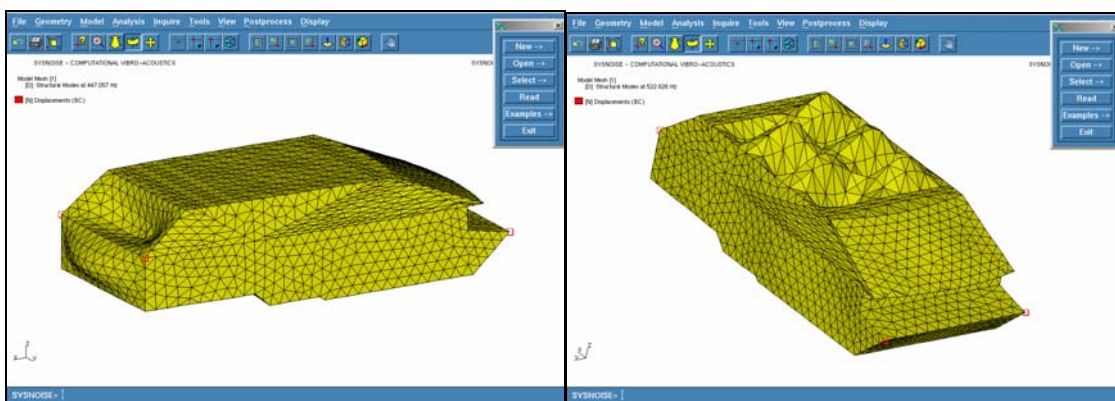


Figura 4.18: Modos estruturais do modelo em 447,1 (esq.) e 522,8Hz (dir.).

Esta união é feita através de um comando que faz a união dos nós das superfícies que apresentam as mesmas coordenadas. A metodologia de resolução foi o Método de Lanczos, assim como nas simulações anteriores.

4.6.3.1- Resultados Obtidos

Os resultados obtidos serão apresentados em forma de tabela com as frequências de ressonância, a identificação do modo quanto à sua origem, sendo classificado como acústico quando dominado pelo fluido, ou estrutural,

quando dominado pela estrutura e uma comparação entre as frequências puramente acústicas ou estruturais. Também serão mostradas as frequências de ressonância acústicas corrigidas pelo fator de escala, uma vez que não existe sentido em apresentar esta correção para as frequências estruturais.

Tabela 4.3: Comparação entre os modos acoplados com os originários.

Frequência Natural Acoplada (Hz)	Frequência Natural do Sistema Originário (Hz)	Diferença (%)	Frequência Natural Acoplada Corrigida (Hz)	Classificação do Modo
0,5	0,5	0,00		Estrutural
0,9	0,9	0,00		Estrutural
1,4	1,4	0,00		Estrutural
60,2	58,1	3,61		Estrutural
106,7	107,1	-0,37		Estrutural
129,6	129,7	-0,08		Estrutural
159,2	163,0	-2,33	59,0	Acústico
169,5	166,8	1,62		Estrutural
179,1	179,1	0,00		Estrutural
184,4	184,5	-0,05		Estrutural
218,5	217,7	0,37		Estrutural
238,0	237,7	0,13		Estrutural
247,5	249,3	-0,72		Estrutural
258,7	259,3	-0,23		Estrutural
264,6	264,4	0,08		Estrutural
287,2	289,9	-0,93		Estrutural
291,1	295,6	-1,52		Estrutural

295,7	298,1	-0,81		Estrutural
307,8	307,3	0,16	114,0	Acústico
319,2	309,5	-0,74		Estrutural
322,0	324,4	0,03		Estrutural
339,8	339,7	0,12		Estrutural
343,4	343,0	0,76		Estrutural
344,5	341,9	0,54	127,6	Acústico
350,6	348,7	-0,19		Estrutural
371,0	371,7	0,00		Estrutural
377,5	377,5	-0,37		Estrutural
380,0	381,4	0,47	140,7	Acústico
407,8	405,9	0,00		Estrutural
410,0	410,2	0,07		Estrutural
417,2	417,2	-0,59		Estrutural
430,2	429,9	0,20		Estrutural
436,3	438,9	0,36	161,6	Acústico
443,4	442,5	0,94		Estrutural
444,6	443,0	0,07		Estrutural
451,3	447,1	1,16		Estrutural
461,2	460,9	0,63	170,8	Acústico
470,4	465,0	1,17		Estrutural
481,7	478,7	0,10		Estrutural
483,3	477,7	0,24	179,0	Acústico
489,9	489,4	0,04		Estrutural
498,6	497,4	0,21		Estrutural
523,0	522,8	0,21		Estrutural

530,2	529,1	0,00		Estrutural
533,4	532,3	0,07		Estrutural

As formas modais acopladas apresentaram variação muito pequena em relação às que lhes deram origem e por isso não serão aqui apresentadas. Na tabela 4.4, são mostradas comparações entre os resultados dos modelos acoplados em relação aos originários.

Tabela 4.4: Variação média das freqüências naturais acopladas com as dos modelos originários.

Varição Média Total das Freqüências Naturais (%)	0,49
Varição Média das Freqüências de Naturais (%)	0,68
Varição Média das Freqüências de Naturais (%)	0,48

4.7 – Conclusões

A análise numérica realizada neste capítulo forneceu informações importantes sobre o campo acústico da cavidade veicular, como as freqüências de ressonância e formas modais associadas. O procedimento de análise no programa SYSNOISE se mostrou rápido e de fácil utilização, sendo a parte mais trabalhosa do estudo a criação da geometria e da malha no programa ANSYS.

Com relação à influência da estrutura no campo acústico, é evidente que as frequências de ressonância e os modos são pouco alterados pelo comportamento da estrutura, uma vez que a variação entre uma frequência acoplada em relação à que lhe deu origem no sistema isolado não chega a 0,7%. É relevante considerar que este valor pode variar significativamente em função do material e da espessura com os quais a estrutura é construída, sendo importante este tipo de análise quando não se tem conhecimento prévio da interação entre os dois sistemas. No veículo este pode ser significativo visto que a estrutura é formada por chapas de aço de pequena espessura e de dimensões bem maiores, sendo mais suscetível à interação.

Capítulo 5

Estudo Experimental do Modelo da Cavidade em Escala

5.1 – Introdução

Comumente utilizados em pesquisas acústicas, os modelos em escala reduzida apresentam como grande vantagem a possibilidade de se trabalhar com condições mais controladas que em campo. Além disso, pode-se melhor isolar os fatores que têm influência direta sobre o problema em estudo, caso da rigidez das paredes.

A construção de uma réplica em escala da cavidade veicular com seu contorno é praticamente impossível, uma vez que o mesmo é formado por chapas metálicas de diversas espessuras, vigas e longarinas de reforço estrutural, além do próprio detalhamento da geometria. Outro empecilho é a falta de informações que possam servir de base na construção da mesma. Além disso, busca-se neste caso minimizar a influência da estrutura sobre o sistema acústico, para se obter apenas as características do mesmo, o que é mais difícil quando o contorno é feito em chapas metálicas de pequena espessura, conforme discutido no capítulo anterior.

Desta forma optou-se pela construção em chapas de madeira compensada como forma de aumentar a rigidez das paredes. A parte superior

do modelo foi confeccionada em chapa de acrílico transparente como forma de garantir a visualização do microfone e da fonte geradora durante a medição.

5.2 - Construção do Modelo em Madeira

Foram utilizadas chapas com duas espessuras diferentes para a confecção do modelo. Nas maiores dimensões, como laterais e assoalho, fez-se uso de chapas de 9 mm de espessura para garantir maior rigidez ao conjunto. Já nas menores dimensões como painel traseiro e frontal, utilizaram-se chapas de 5 mm de espessura, pela facilidade de conformação das mesmas para atingir o formato arredondado do pára-brisa, por exemplo. O painel superior ou capota do carro foi deixado vazado, como forma de acesso de microfones, fontes geradoras, cabos, etc. Para completar o enclausuramento, uma chapa de acrílico de 6,5mm de espessura foi adicionada como tampa. As frestas entre as chapas de madeira foram preenchidas interna e externamente com massa de ponçar, específica para este tipo de vedação. A figura 5.1 mostra o modelo finalizado.

Como forma de garantir rigidez entre a parte de madeira e a chapa de acrílico, a fim de que se comportassem como uma peça só, uma vez que não são pregadas nem vedadas com massa, foi introduzido um reforço de madeira em abas as partes. Com isso, foi possível, utilizando presilhas tipo “sargento”, mantê-las unidas durante as medições. Foi definido o número de três “sargentos” nos reforços dianteiros e três nos traseiros, conforme mostrado nas figuras 5.2 e 5.3.



Figura 5.1: Modelo em madeira.



Figura 5.2: Posicionamento dos “sargentos” na estrutura.

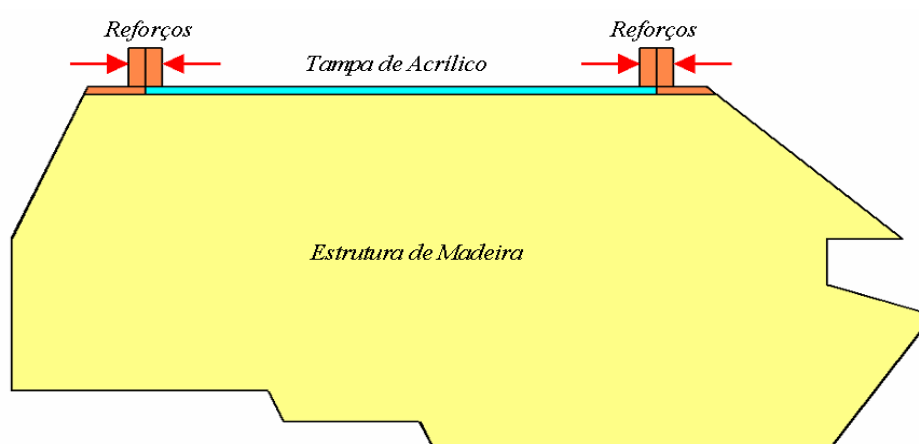


Figura 5.3: Pontos de apoio dos “sargentos” na estrutura.

Na figura 5.4, é mostrado o modelo do “sargento” utilizado.



Figura 5.4: Modelo de presilha tipo “sargento” como as utilizadas no experimento.

5.3 – Montagem do Experimento

As aquisições de dados no modelo em escala foram realizadas na câmara Semi-Anecóica do LVA-UFSC, uma vez que ela apresenta baixo ruído de fundo, devido ao bom isolamento acústico.

5.3.1 – Condições de Contorno da Estrutura

As condições de contorno deste experimento foram escolhidas de forma a poderem ser representadas facilmente na forma numérica, facilitando a construção do modelo em elementos finitos. Outro ponto observado foi a busca de pouca influência da fixação nos resultados das medições, conforme comentado no capítulo anterior.

Buscando satisfazer às duas condições, foi definido que a estrutura seria suportada por cabos de “nylon” verticais fixados nas duas extremidades,

como mostrado na figura 5.5:

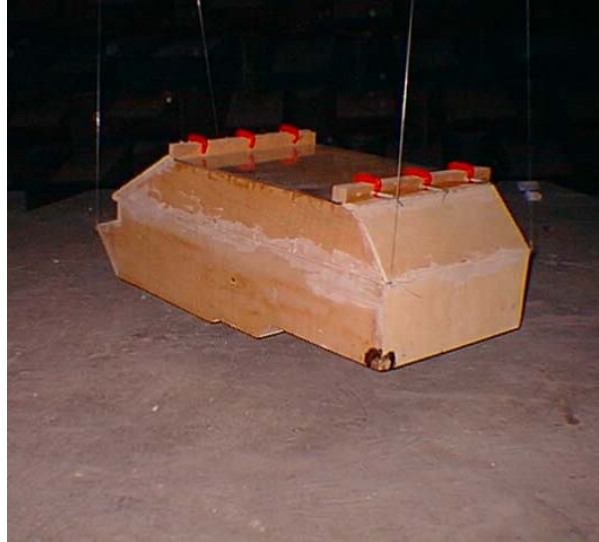


Figura 5.5: Estrutura apoiada por cabos de “nylon”.

5.3.2 – Instrumentação Utilizada

Foram utilizados neste experimento os seguintes equipamentos:

- Sistema de aquisição de sinais Brüel & Kjaer Pulse;
- Computador portátil Dell Precision;
- Microfone Brüel & Kjaer 4166;
- Amplificador de sinais Brüel & Kjaer 2706;
- Amplificador para microfones Brüel & Kjaer 2804;
- Fonte sonora;
- Cabos de ligação.

5.3.3 – Montagem dos Equipamentos

A montagem esquemática dos equipamentos de medição é mostrada na figura 5.6:

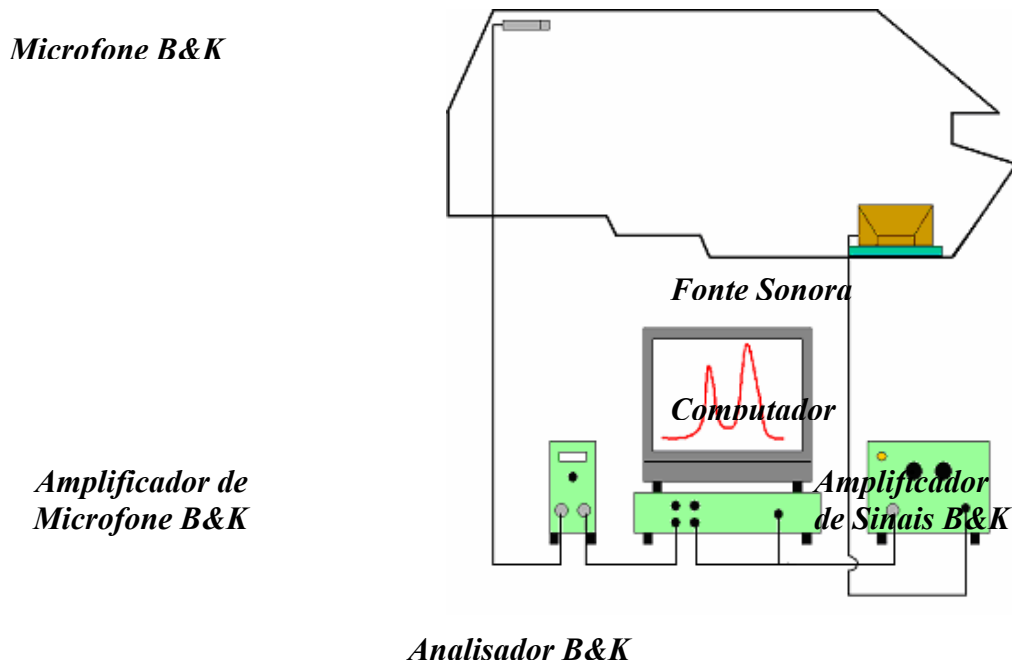


Figura 5.6: Montagem esquemática do experimento.

5.3.4 – Verificação da Influência do Isolamento Mecânico entre a Fonte e a Estrutura

Considerando-se que neste experimento se deseja identificar a resposta acústica da cavidade, é interessante que a estrutura seja pouco excitada de forma a não influenciar nas medições acústicas. Desta forma duas condições de montagem da fonte dentro do modelo foram consideradas: a fonte diretamente apoiada sobre o assoalho e com uma espuma (de tratamento acústico de ambientes) sob a mesma. Como a localização da fonte foi definida na dianteira, optou-se por adquirir a resposta de um ponto na traseira, evitando

a presença de campo direto. Foi escolhido o ponto 3 (figura 5.8), sendo as FRF's entre o microfone e o sinal elétrico de saída do gerador estimadas por H1. A fonte foi posicionada verticalmente, apontada para o pára-brisa buscando boa difusão da excitação acústica.

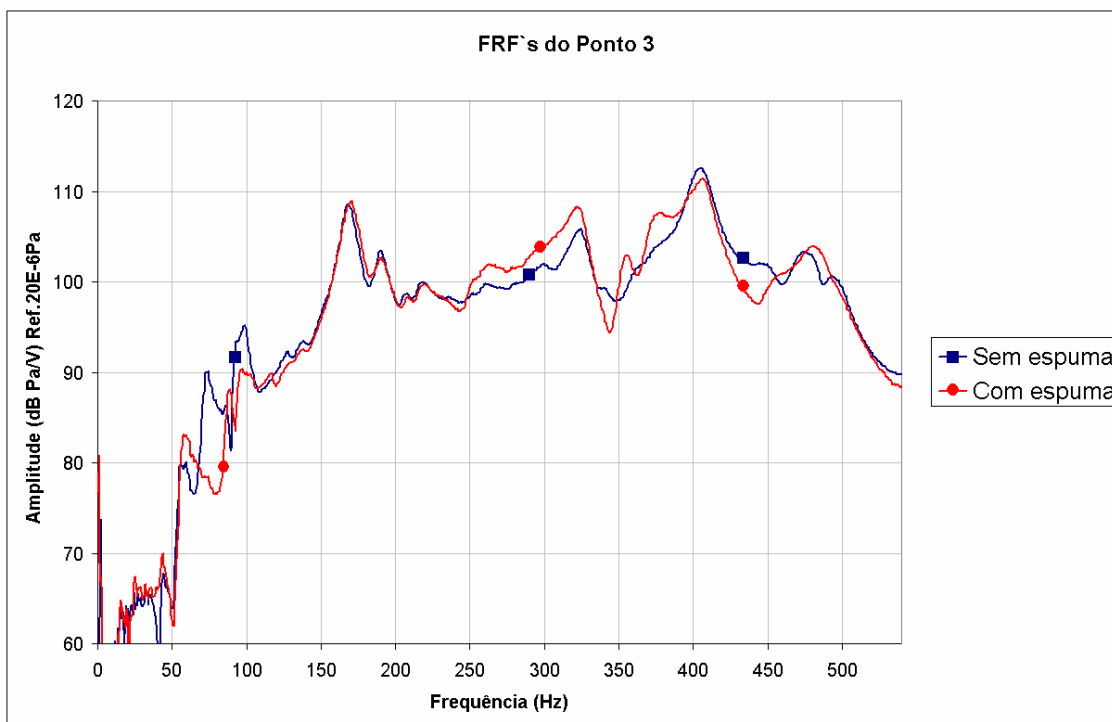


Figura 5.7: FRF's da cavidade com e sem espuma abaixo da fonte.

A análise da figura 5.7 mostra que as frequências naturais acima de 150 Hz, onde estão os modos acústicos, foram melhor excitadas quando se utilizava a espuma. Sem espuma foram fortemente excitadas as frequências de 74,5 e 99,5 Hz que, conforme será mostrado nos próximos itens, não se tratam de modos acústicos. Desta forma, foi decidido que a configuração de montagem com espuma seria utilizada nos experimentos.

5.4 – Análise Experimental

Na análise experimental buscou-se a obtenção de FRF's (funções resposta de freqüência) de diversos pontos do interior da cavidade. Os valores de pressão dos pontos desejados foram adquiridos e relacionados, via H1, com o sinal de saída do gerador do analisador de sinais.

A escolha dos pontos de medição se baseou nos modos encontrados numericamente, ou seja, definiram-se pontos que facilitassem a identificação dos mesmos. A distribuição dos pontos no interior da cavidade é mostrada na figura 5.8:

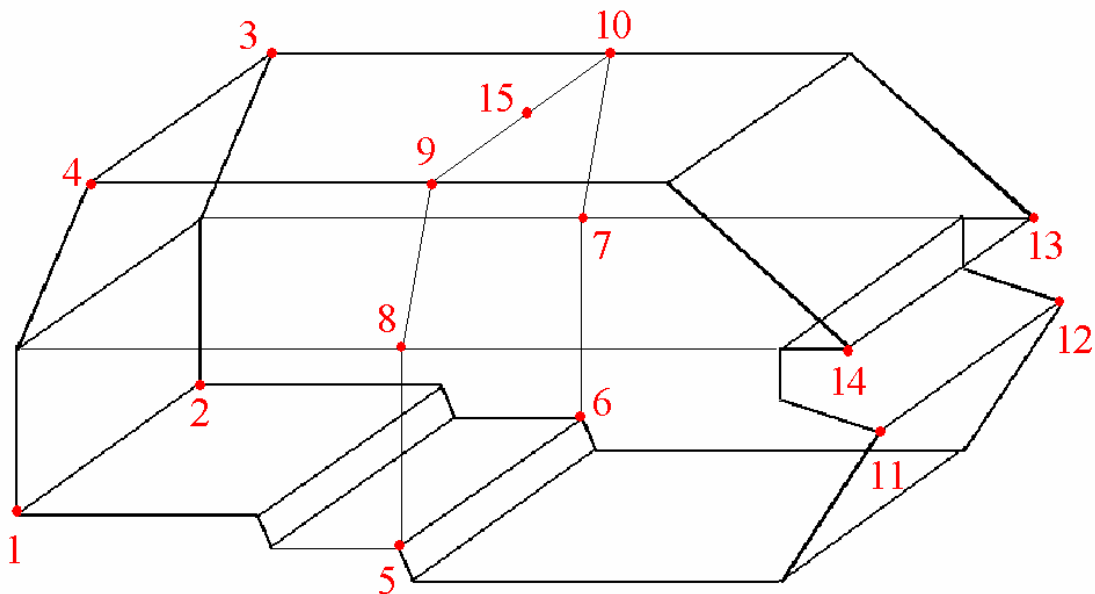


Figura 5.8: Localização e numeração dos pontos de medição na cavidade.

5.5 – Resultados Obtidos

Os resultados obtidos no estudo experimental serão apresentados em

forma de tabela, sendo comparados aos resultados numéricos. Todavia, faz-se necessária uma descrição do método de análise dos resultados antes da apresentação dos mesmos.

5.5.1 – Metodologia de Análise dos Resultados

Após a aquisição experimental das FRF's da cavidade, iniciou-se o processo de estudo das mesmas. Foi definido como método de análise a comparação de amplitude das ressonâncias nos diversos pontos medidos. Este estudo foi facilitado uma vez que já se dispunham dos resultados da simulação numérica, como as freqüências de ressonância e as formas modais associadas. Através da diferença de amplitude nos pontos analisados foi possível determinar a forma modal da freqüência em análise.

Como forma de facilitar o reconhecimento dos modos, foram plotadas as FRF's de grupos de pontos em separado que representam as regiões dianteira, traseira, central transversal, direita e esquerda. Com isso, modos puramente longitudinais, por exemplo, podem ser identificados apenas avaliando-se os grupos longitudinais, comparando em quais deles existe maior ou menor pressão sonora.

5.5.2 – Análise dos Resultados

As respostas dos cinco grupos de pontos estão mostradas nas figuras 5.9, 5.10, 5.11, 5.12 e 5.13:

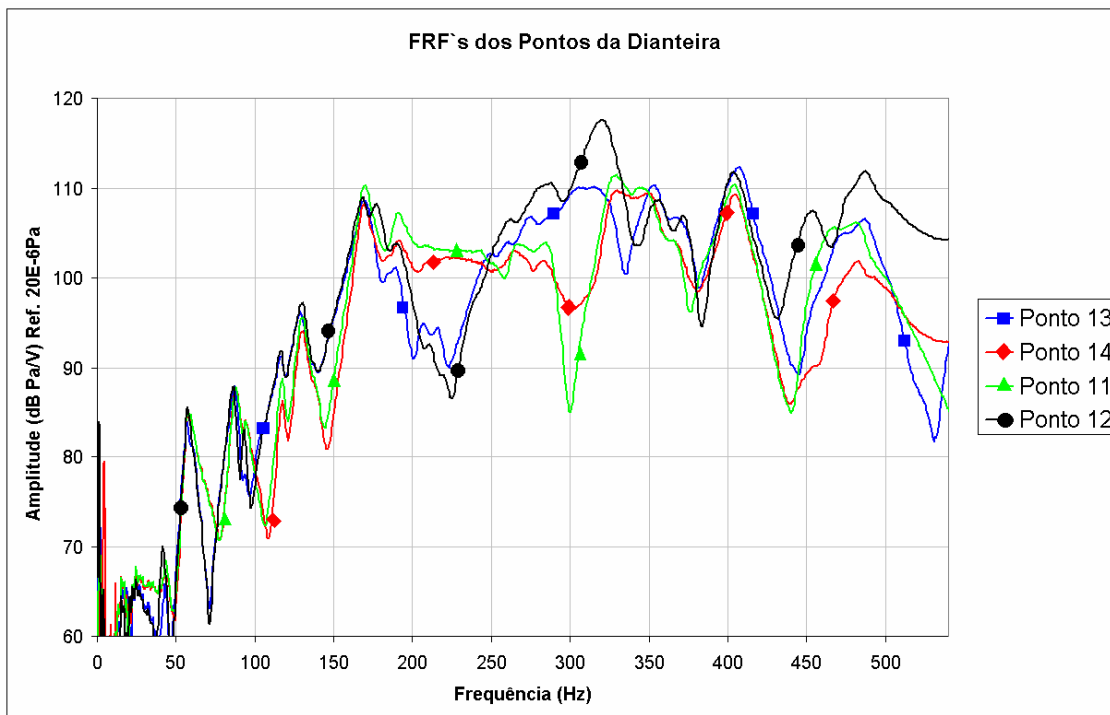


Figura 5.9: FRF's dos pontos da dianteira da cavidade.

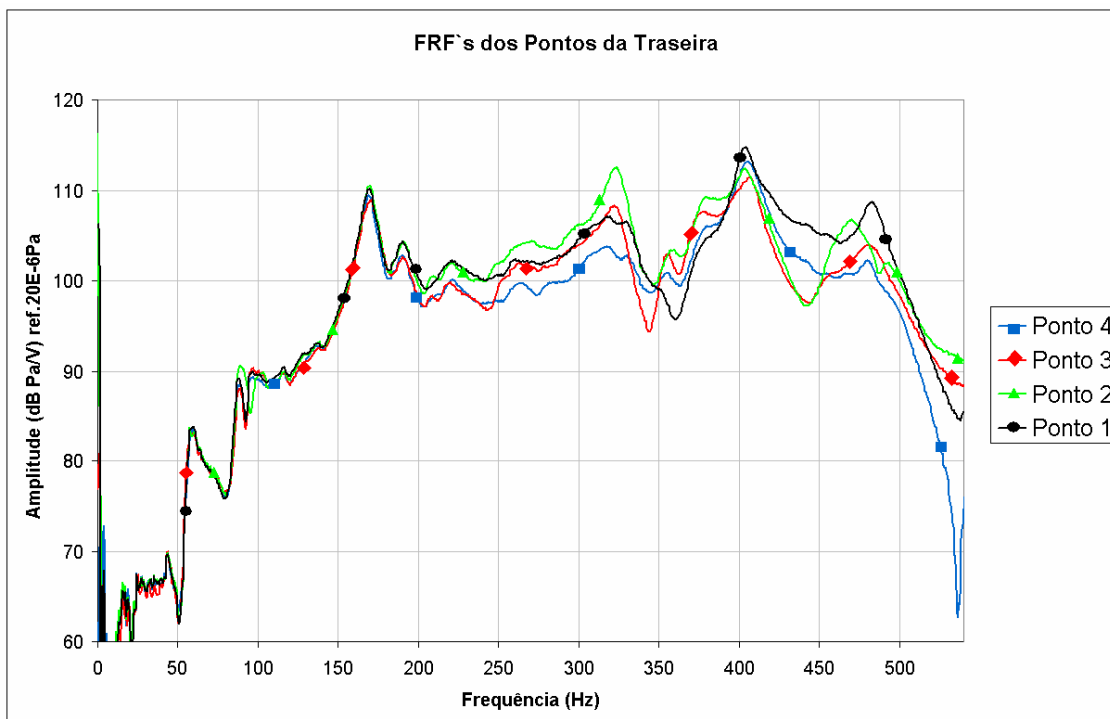


Figura 5.10: FRF's dos pontos da traseira da cavidade.

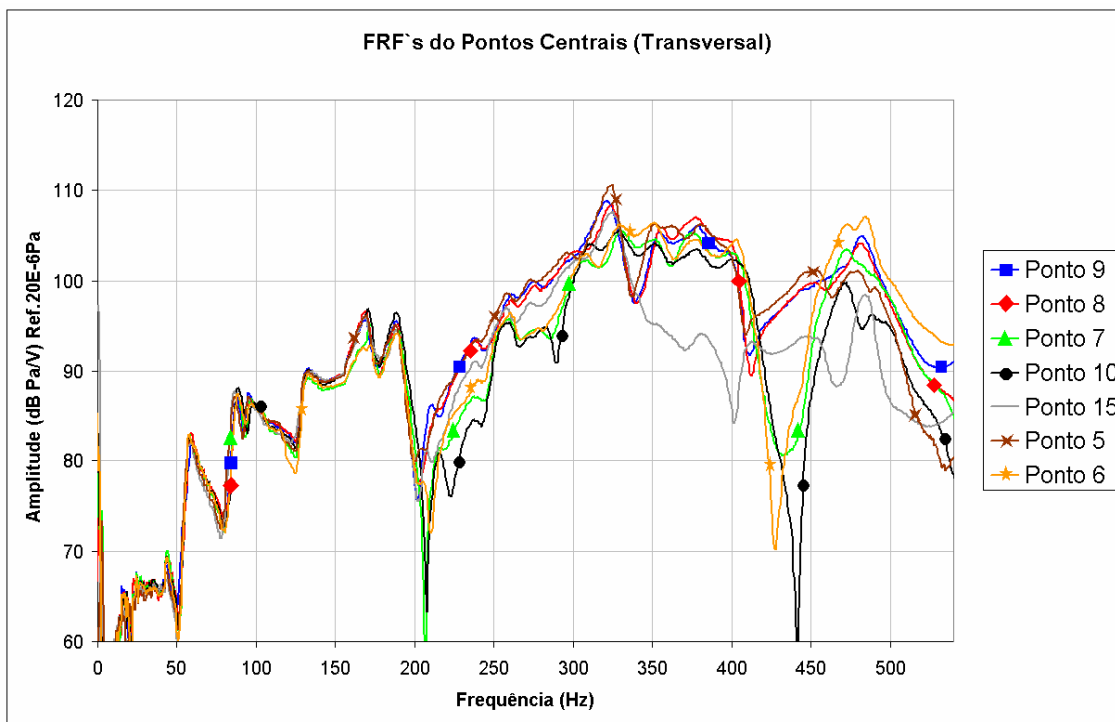


Figura 5.11: FRF's dos pontos centrais (em corte transversal).

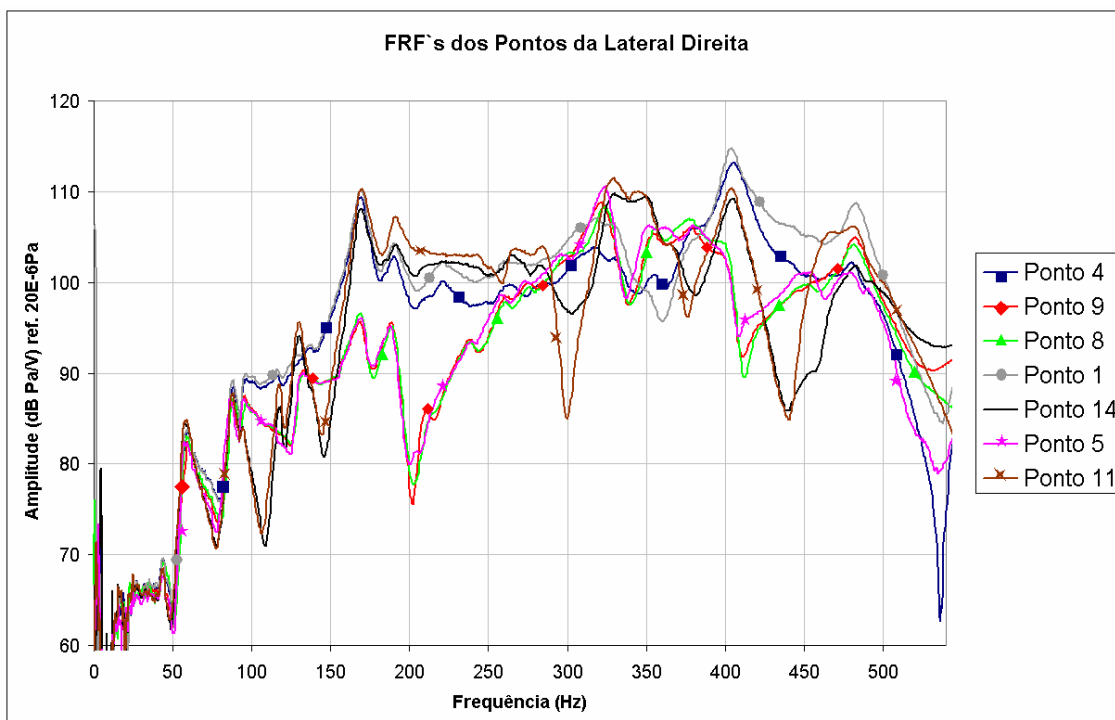


Figura 5.12: FRF's dos pontos da lateral direita da cavidade.

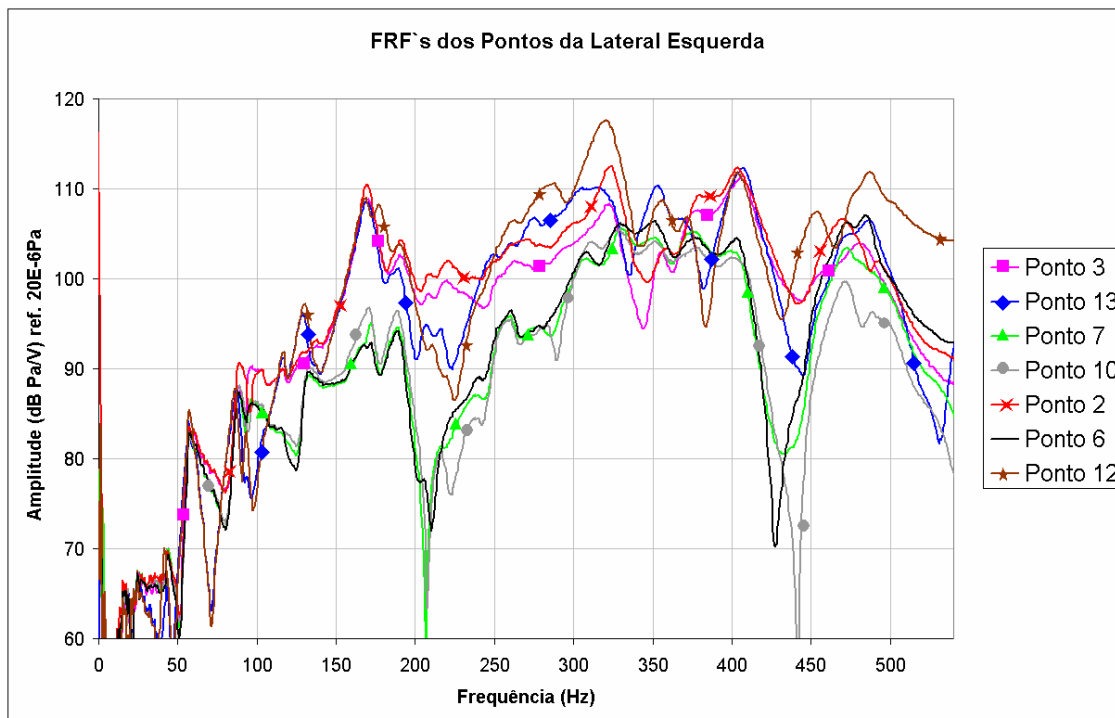


Figura 5.13: FRF's dos pontos da lateral esquerda da cavidade.

A partir da análise das respostas dos pontos, determinaram-se as frequências naturais acústicas do modelo. Nas tabelas 5.1 e 5.2 são apresentados os resultados da análise, a classificação do modo quanto à sua forma e a comparação com os resultados numéricos. Uma vez que esta última foi realizada antes da experimental, a velocidade de propagação som no ar foi definida para temperatura padrão de 25°C, ou seja, 346,0 m/s. Como, no momento das medições a temperatura ambiental estava em 28,7°C, correspondendo a uma velocidade de 348,2 m/s, os valores numéricos foram aumentados em 0,64%. As duas tabelas acima mencionadas contêm a comparação para os dois casos.

Tabela 5.1: Resultados dos resultados do modelo em escala comparados com os do modelo numérico ($c=346,0$ m/s).

Frequência Natural Medida (Hz)	Frequência Natural Estimada (Mod. Numérico) (Hz)	Diferença (%)	Descrição da Forma Modal
172,2	159,2	8,17	1º Longitudinal
323,3	307,8	5,04	2º Longitudinal
355,1	344,5	3,08	1º Transversal
407,6	380,0	7,26	1º Longitudinal e 1º Transversal
456,7	436,3	4,68	3º Longitudinal
473,2	461,2	2,60	2º Longitudinal e 1º Transversal
486,5	483,3	0,66	---

Tabela 5.2: Resultados dos resultados do modelo em escala comparados com os do modelo numérico ($c=348,2$ m/s).

Frequências Natural Medida (Hz)	Frequência Natural Estimada Corrigida (Mod. Numérico) (Hz)	Diferença %	Descrição da Forma Modal
172,2	160,2	7,48	1º Longitudinal
323,3	309,8	4,37	2º Longitudinal
355,1	346,7	2,42	1º Transversal
407,6	382,4	6,58	1º Longitudinal e 1º Transversal
456,7	439,1	4,01	3º Longitudinal
473,2	464,2	1,95	2º Longitudinal e 1º Transversal
486,5	486,4	0,02	---

Na tabela 5.3, estão os valores referentes à diferença média entre os resultados numérico e experimental para cada valor de velocidade de propagação do som utilizada no modelo numérico.

Tabela 5.3: Diferença média entre o modelo experimental e o numérico.

Valor atribuído à Velocidade de Propagação do Som no Ar no Modelo Numérico (m/s)	Diferença Média (%)
346,0	4,5
348,2	3,8

5.6 – Conclusões

Os resultados apresentados na análise experimental mostraram boa relação com os numéricos, principalmente no que diz respeito à forma modal, sendo os mesmos modos identificados em ambos os modelos. Esta confirmação é importante, pois indica que os dois modelos têm boa relação e que esta deve, também, se estender ao veículo. As frequências naturais em alguns casos, apresentaram diferenças consideráveis entre os dois modelos, mostrando possibilidade de melhoria do modelo numérico. A correção da velocidade de propagação do som no ar no modelo computacional melhora pouco os resultados, devido à faixa de frequências ser baixa e também pela pequena diferença de temperaturas verificada. Todavia, considerando-se que ambos os resultados são referentes a modelos de um outro sistema e que a

função da sua análise é apenas de direcionamento para o estudo deste, as informações aqui obtidas são muito úteis.

É relevante salientar a importância do isolamento mecânico entre a fonte e a estrutura como forma de diminuir as ressonâncias estruturais, uma vez que não são desejadas. Este tipo de cuidado será também tomado nos experimentos relatados nos próximos capítulos.

É importante que a fonte seja orientada em uma direção que permita grande difusão das ondas acústicas, como apontada para o pára-brisa dianteiro, a fim de garantir boa excitação de todos os modos conforme verificado neste caso.

Deve-se ter em mente que a identificação dos modos neste experimento só foi possível graças aos resultados da análise numérica. Ela possibilitou que com poucos pontos avaliados já se pudesse reconhecer a forma modal acústica. Caso não se dispusesse de antemão das informações mencionadas, a resposta de uma maior quantidade de pontos deveria ser obtida.

Capítulo 6

Análise do Comportamento Acústico da Cavidade

Veicular sem Bancos

6.1 – Introdução

Os resultados obtidos nos capítulos 4 e 5 serviram como base para o entendimento do campo acústico do veículo sem a presença dos bancos. Neste capítulo será finalizado o estudo da cavidade nestas condições, com a apresentação dos resultados obtidos no próprio veículo. Esta última tem como principal função servir de base para a avaliação do campo acústico interno do carro em sua condição normal de uso, ou seja, com os bancos.

O procedimento a ser utilizado é similar ao empregado nos estudos do capítulo 5, com a excitação feita com uma fonte sonora dentro da cavidade e a resposta obtida através de um microfone. Como as frequências de interesse foram reduzidas pelo fator de escala, foi necessário selecionar uma que apresentasse boa resposta em frequências mais baixas. Esta avaliação foi feita em três fontes diferentes na câmara semi-anecóica do LVA-UFSC.

Será relatada também a instrumentação utilizada nos testes com o veículo, a metodologia para identificação dos modos acústicos e os resultados comparados aos dos modelos numérico e em escala.

6.2 – Estudo Comparativo entre Fontes Sonoras

Conforme mencionado anteriormente, a cavidade do veículo apresenta suas frequências naturais mais baixas do que as encontradas no modelo em escala. Em virtude disso, foi necessário selecionar uma fonte que oferecesse boa quantidade de energia nessas faixas, além de uma resposta o mais linear possível desde os valores mais baixos do espectro. Desta forma poder-se-ia garantir que os primeiros modos seriam excitados de forma satisfatória.

Para a escolha da melhor fonte, foram selecionados quatro modelos, já montados em caixas seladas de madeira. Os equipamentos não apresentavam identificação, impossibilitando a obtenção de dados sobre seu comportamento acústico junto aos fabricantes, ou estas informações não estavam disponíveis. Foi montado então um experimento na câmara semi-anecóica do LVA-UFSC, uma vez que desejava a condição mais próxima do campo livre para evitar reflexões.

6.2.1 – Montagem do Experimento e Instrumentação Utilizada

A montagem do experimento consistiu em posicionar um microfone em frente à fonte em teste e, através do gerador de sinais, gerar ruído aleatório. Foi utilizado como base para comparação o espectro fornecido pelo microfone.

A instrumentação utilizada foi a seguinte:

- Computador portátil Toshiba;
- Placa de aquisição de dados Data Physics ACE;
- Microfone Brüel & Kjaer 4166;
- Amplificador de sinais Brüel & Kjaer 2706;
- Amplificador para microfones Brüel & Kjaer 2804;
- Fonte sonora;
- Cabos de ligação.

A montagem do experimento está mostrada esquematicamente na figura 6.1.

6.2.2 – Apresentação e Análise dos Resultados

Os espectros das três fontes testadas são mostrados nas figuras 6.2, 6.3 e 6.4. Como forma de não apenas analisar visualmente as curvas foi utilizado a interpolação linear do programa Microsoft Excel, bem como o parâmetro “R quadrado”, como forma de comparação quantitativa dos resultados.

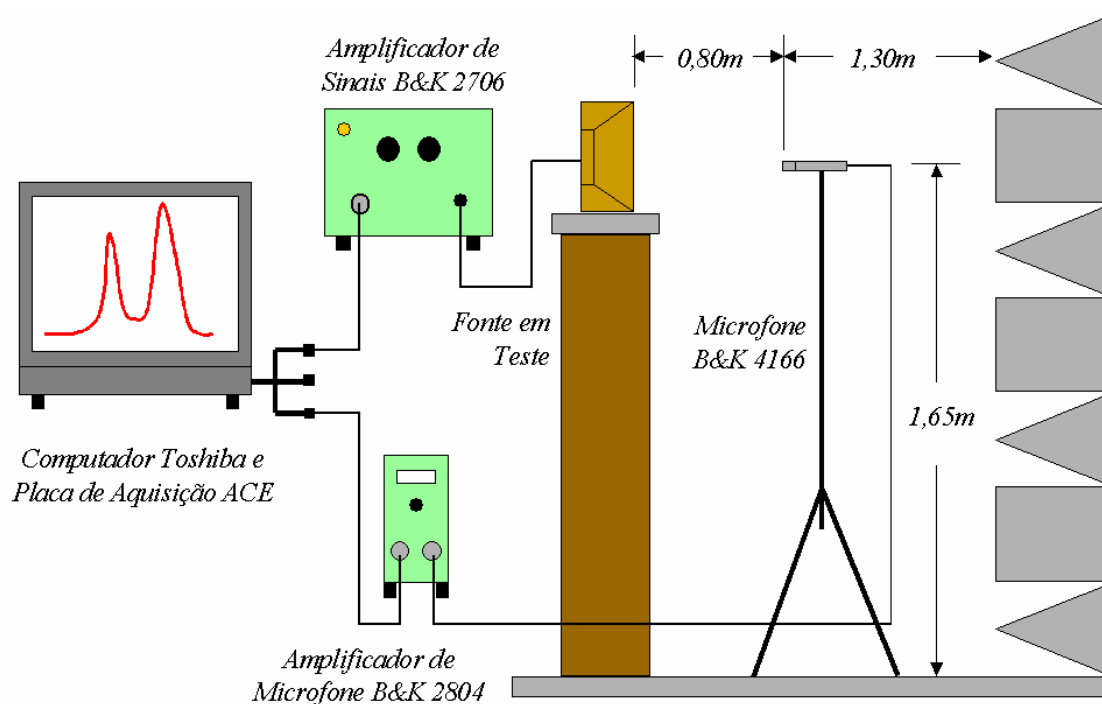


Figura 6.1: Montagem do experimento de avaliação de fontes.

O espectro que apresentasse a resposta mais plana resultaria em um valor do coeficiente da variável “x” mais próximo de zero. O fator “R quadrado” indica a proximidade dos pontos em relação à reta interpolada, sendo quanto mais próximo o seu valor da unidade, mais próximo os pontos medidos estão da reta.

Visto que a frequência mais baixa que se tem interesse está estimada em 59,0 Hz, foi definido que a interpolação seria feita entre 39,0 e 220,0Hz, como margem de segurança e também porque a mesma fonte seria utilizada nos estudos do veículo com bancos no Capítulo 8, sendo que neste caso poderia apresentar frequências mais baixas. Outro fator observado foi a sensibilidade

das fontes quanto à amplitude da excitação elétrica, como parâmetro de controle foi definida a tensão de saída do gerador.

A tabela 6.1 apresenta os resultados obtidos para o coeficiente da variável “x” e do valor de “R quadrado” para os seis casos testados:

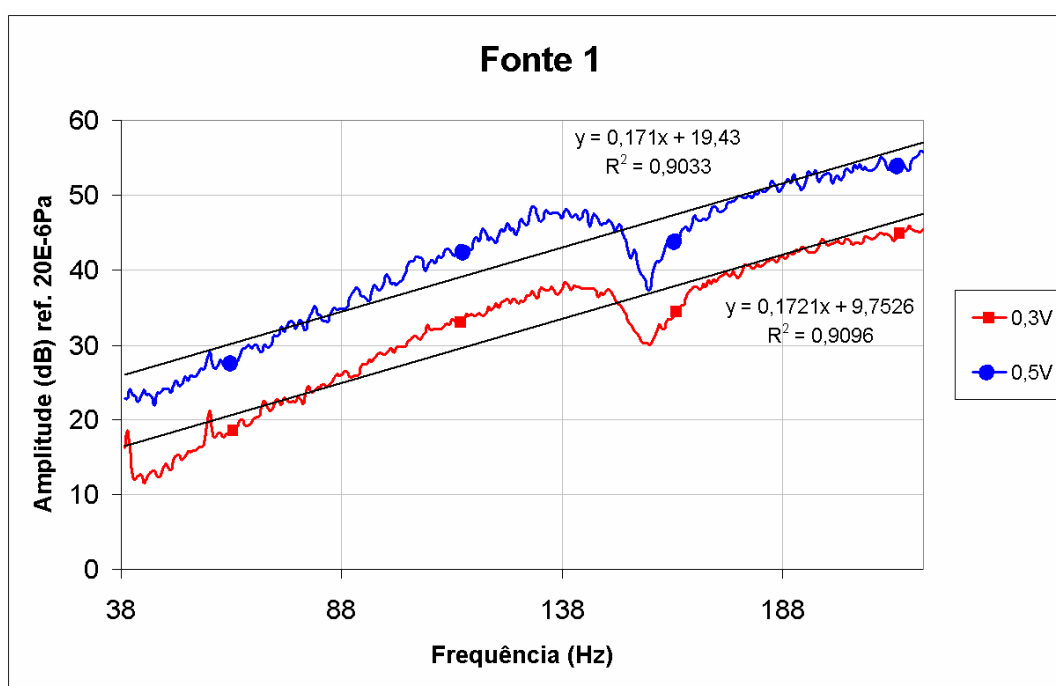


Figura 6.2: FRF's da Fonte 1 com dois níveis de excitação.

A fonte que apresentou menor valor para o coeficiente de “x” foi a 2 quando o gerador operava com 0,5V. Todavia seu valor de “R quadrado” mostrou-se muito baixo, indicando que os pontos medidos estão longe da reta interpolada. Visualmente esta característica é bastante perceptível na faixa de frequências entre 90 e 140 Hz.

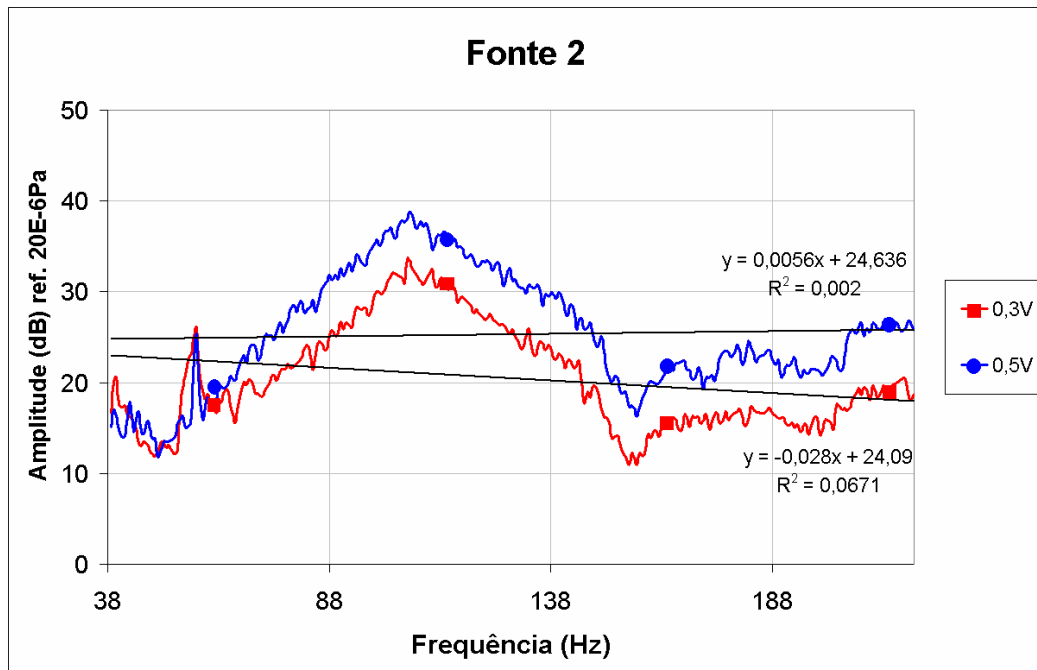


Figura 6.3: FRF's da fonte 2 com dois níveis de excitação.

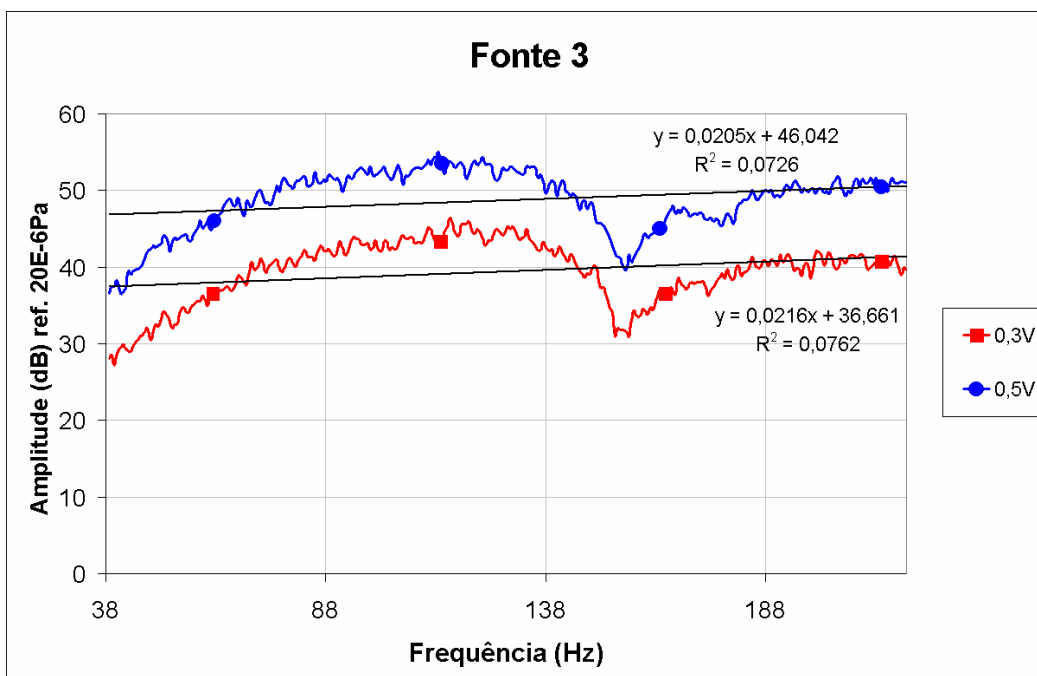


Figura 6.4: FRF's da fonte 3 com dois níveis de excitação.

Tabela 6.1: Resultado do experimento de qualificação das fontes.

Número da Fonte / Tensão Gerador	Coefficiente de “x”	R quadrado
1 / 0,3V	0,1721	0,9096
1 / 0,5V	0,1710	0,9033
2 / 0,3V	-0,0280	0,0671
2 / 0,5V	0,0056	0,0020
3 / 0,3V	0,0216	0,7620
3 / 0,5V	0,0205	0,7260

A fonte que apresentou maior valor de “R quadrado” foi a 1, tanto com 0,3 quanto 0,5V; todavia o valor mais alto do coeficiente de “x” mostra a maior inclinação da curva. As medições realizadas com a fonte 3 mostram pequena inclinação da reta e boa relação entre os pontos medidos e a curva interpolada. Além disso, apresentou pouca variação dos valores, independentemente do nível de excitação aplicado. É importante ressaltar que todas as amostras apresentaram um vale na curva próximo à frequência de 156Hz, caracterizando-se como um efeito da medição e não da resposta das próprias fontes. Nenhuma investigação foi feita, uma vez que o resultado não seria alterado caso o problema fosse resolvido. Porém, acredita-se que o mesmo seja causado pelo cancelamento devido a alguma onda refletida pelo piso da câmara.

6.3 – Análise da Cavidade Veicular

De posse dos resultados das análises numéricas e da cavidade em escala, passou-se para o estudo do veículo propriamente dito. Foram retirados os bancos dianteiros e o assento e encosto do banco traseiro, além da tampa interna do porta-malas, buscando obter as condições previamente utilizadas nos outros estudos. Itens como volante, alavancas de câmbio e freio de mão, puxadores de portas, etc, não foram retirados uma vez que suas dimensões são muito menores do que o comprimento de onda da maior frequência de estudo (200Hz).

O local escolhido para realização do experimento foi uma garagem fechada, como forma de evitar ruídos não relacionados à medição. Considera-se ideal nestes casos que os testes sejam realizados em uma câmara anecóica, a fim de evitar reflexões das paredes da mesma, todavia esta infra-estrutura não estava disponível para uso neste trabalho.

6.3.1 – Instrumentação Utilizada

Foram utilizados os mesmos equipamentos de aquisição e análise do estudo realizado com as fontes sonoras do item 6.2, mas a resposta do microfone foi relacionada à tensão de saída do gerador via H1.

6.3.2 – Influência do Nível da Excitação

Considerando-se que o nível de excitação tem influência sobre resposta do sistema, decidiu-se avaliar três níveis acústicos diferentes da fonte. O resultado desta avaliação serviria como comparação aos encontrados no item 6.2. Como referência, utilizou-se a tensão de saída do gerador do analisador de sinais, sendo avaliados os valores de 0,1 , 0,3 e 0,5V. O amplificador foi mantido em seu nível máximo, facilitando a montagem do experimento, caso necessitasse-se realizá-lo novamente. Definiu-se que a fonte ficaria na mesma posição em que foram realizados os testes com o modelo em escala, ou seja, sobre o assoalho, abaixo do volante. O microfone foi posicionado diagonalmente oposto à fonte, na extremidade superior traseira direita do veículo e os resultados para os três níveis de tensão estão mostrados nas figuras 6.5 e 6.6:

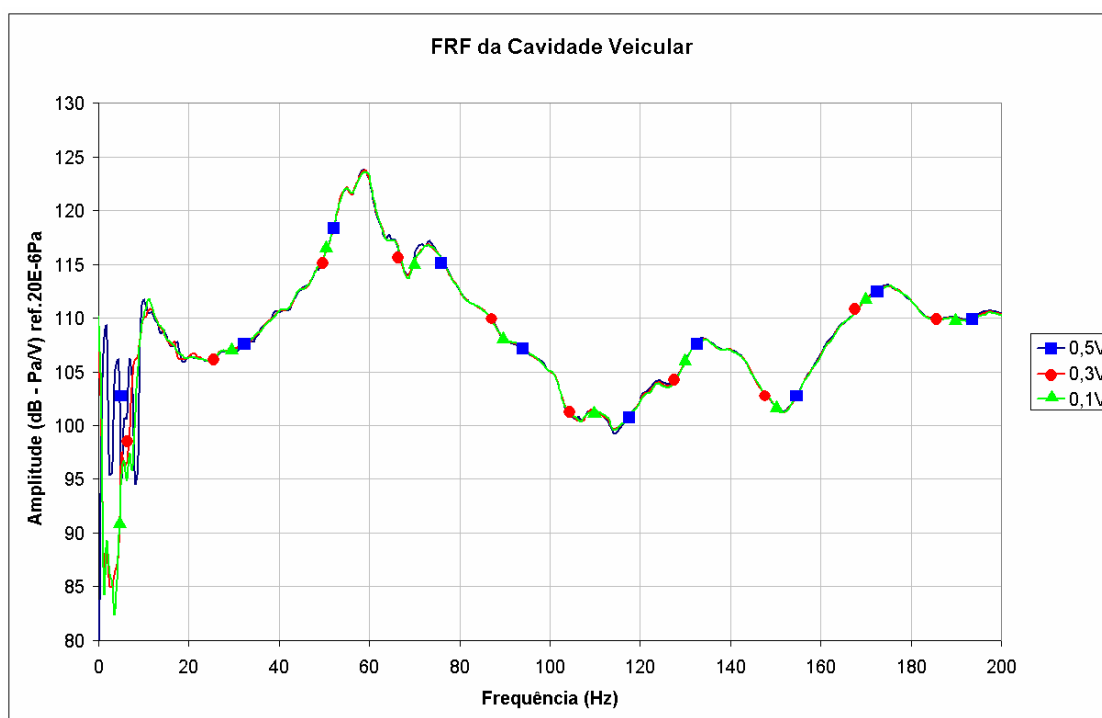


Figura 6.5: FRF's da cavidade com três diferentes níveis de excitação em "dB".

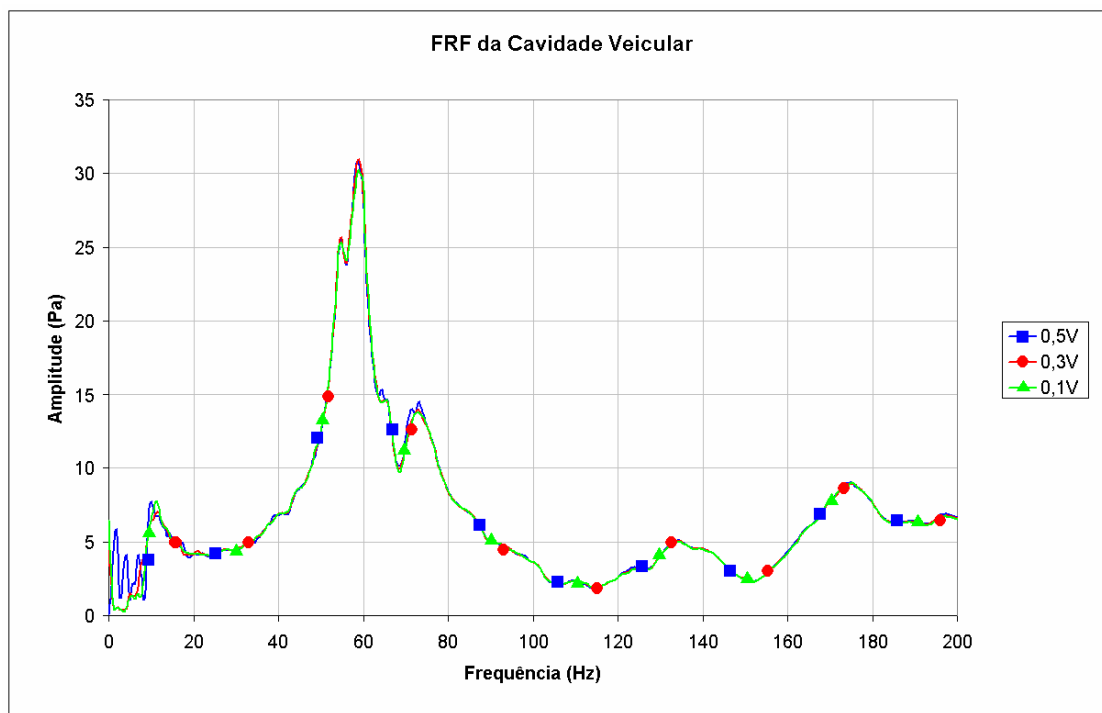


Figura 6.6: FRF's da cavidade com três diferentes níveis de excitação em "Pa".

A resposta da cabine se mostrou muito pouco sensível ao nível de excitação, apresentado resultados muito próximos. Todavia, alguns modos entre 60 e 80Hz foram melhor identificados, tanto no resultado plotado em "dB" quanto em "Pa", quando se utilizava tensão de 0,5V no gerador. Este resultado se mostra coerente com a resposta do estudo das fontes do item 6.2, confirmando a escolha acertada do nível de excitação da mesma.

6.3.3 – Influência da Orientação Espacial da Fonte

Outro fator que pode influenciar no resultado da avaliação é a orientação

espacial da fonte dentro da cavidade. Por isso foram obtidas as FRF da mesma com a fonte posicionada em três direções diferentes. Na primeira a fonte foi posicionada no sentido longitudinal, apontada para trás; a segunda no sentido transversal, apontada para a direita e a terceira em um sentido diagonal, apontada para o canto traseiro, superior direito do carro. As três medições foram nomeadas como “Orientação 1”, “Orientação 2” e “Orientação 3”, respectivamente e estão mostradas esquematicamente nas figuras 6.7, 6.8 e 6.9. Convém lembrar que a fonte foi mantida no assoalho sob o volante e com nível de excitação de 0,5V no gerador de sinais. As FRF`s estão mostradas nas figuras 6.10 e 6.11:

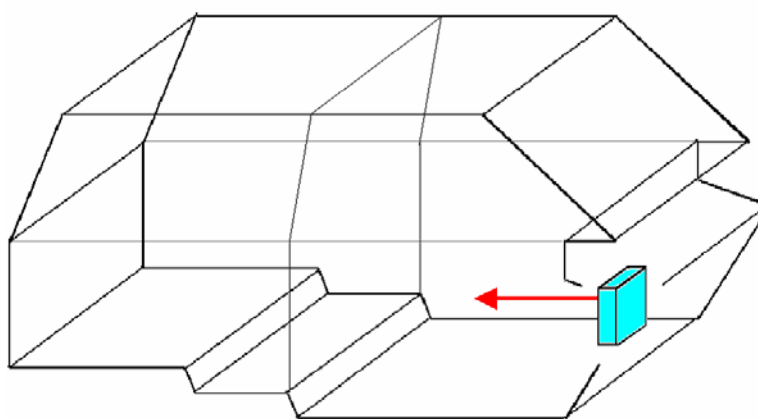


Figura 6.7: Esquema de posicionamento da “orientação 1” da fonte.

Os resultados demonstram que a fonte, quando orientada em direção ao canto superior traseiro direito da cavidade (orientação 3), consegue excitar melhor os modos acústicos. Isto fica claro na faixa de frequências entre 100 e

120Hz visível principalmente no gráfico em escala logarítmica. Além disso, quando a mesma é posicionada transversalmente, os modos na faixa entre 50 e 60Hz não são bem definidos. Foi especificado então que este posicionamento seria utilizado nas demais medições.

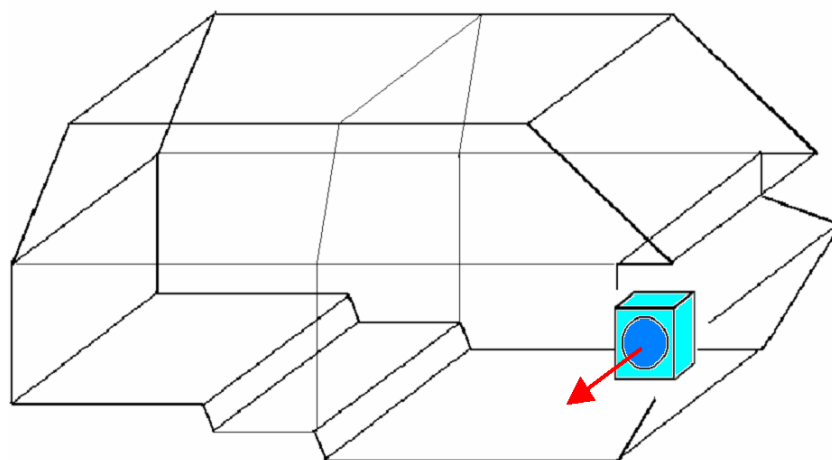


Figura 6.8: Esquema de posicionamento da “orientação 2” da fonte.

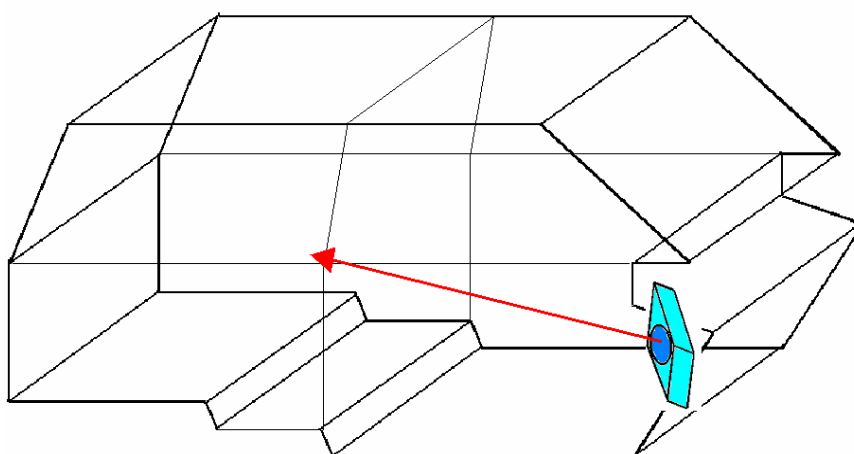


Figura 6.9: Esquema de posicionamento da “orientação 3” da fonte.

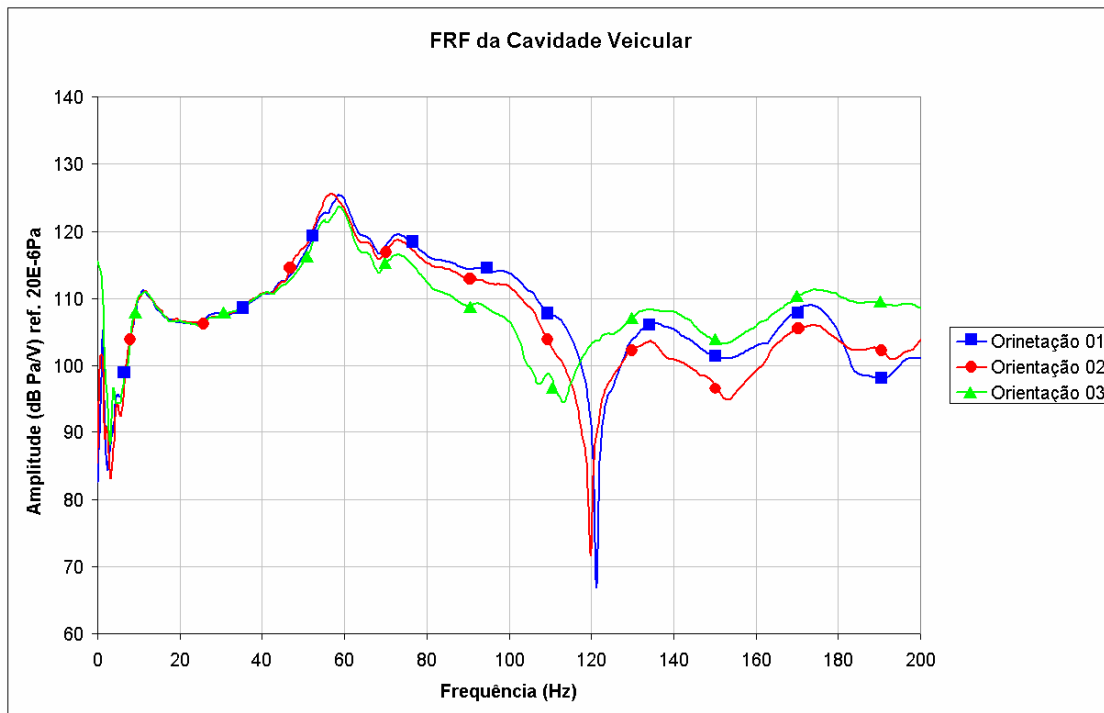


Figura 6.10: FRF's da cavidade com a fonte orientada em três sentidos em "dB".

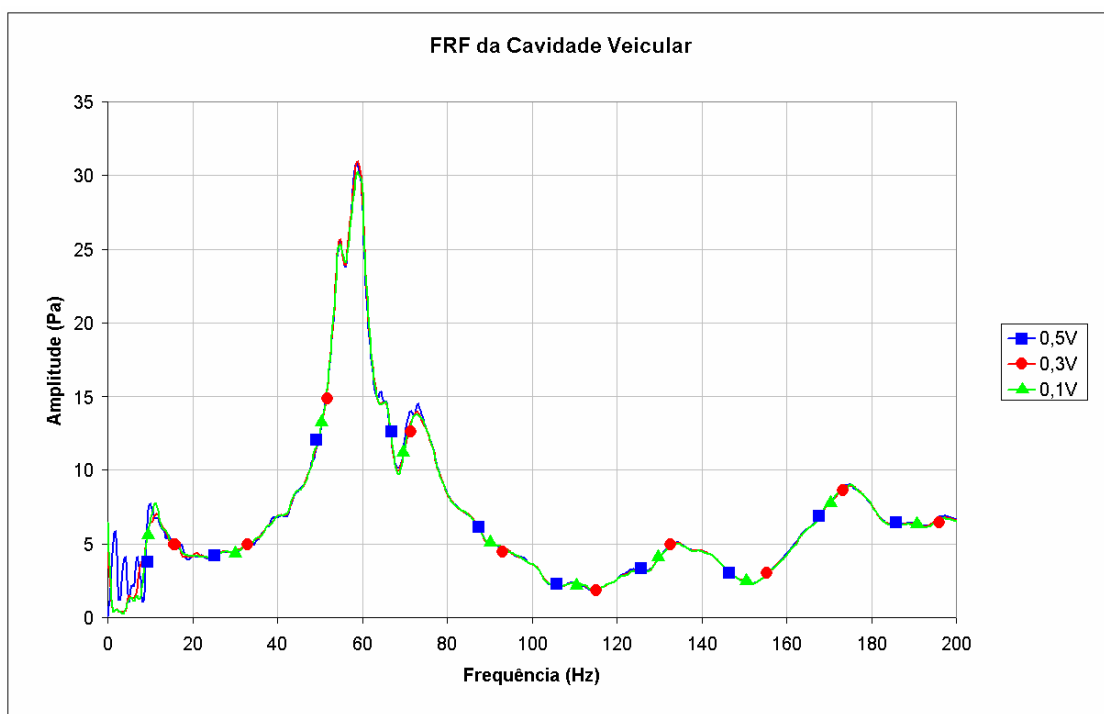


Figura 6.11: FRF's da cavidade com a fonte orientada em três sentidos em "Pa".

6.3.4 – Identificação dos Modos Acústicos

Neste item será apresentada a metodologia de identificação e os resultados obtidos na avaliação acústica do veículo sem os bancos. Uma vez que já se dispunha de uma boa estimativa das frequências de ressonância e de suas formas modais associadas fornecidas pelas análises prévias em elementos finitos e no modelo em escala, a metodologia utilizada foi bastante simples.

6.3.4.1 – Metodologia Utilizada

Inicialmente obtiveram-se as FRF`s de três pontos distintos da cabine em função da excitação da fonte e selecionaram-se as ressonâncias. O passo seguinte foi a identificação dos modos, através do uso de excitação senoidal nas frequências previamente selecionadas e de um microfone posicionado em pontos convenientes para a identificação de cada modo. Esta foi feita através da comparação da amplitude dos mesmos. A fixação do microfone foi feita através de fitas elásticas e fitas adesivas, dependendo do local de medição. Convém salientar que esta metodologia simples só pôde ser empregada uma vez que já se dispunha dos resultados das outras duas análises. Caso não estivessem disponíveis, ter-se-ia que obter a resposta de mais pontos e comparar suas amplitudes.

Os pontos de medição foram o canto superior traseiro direito (ponto 1),

junto à parte superior da coluna B direita (ponto 2) e na parte superior da coluna A direita (Ponto 3). Estes pontos, bem com suas FRF`s, estão mostrados nas figuras 6.12, 6.13 e 6.14. As FRF`s foram plotadas em “Pa” e em duas escalas para facilitar a identificação das ressonâncias de frequências maiores, devido à suas menores amplitudes.

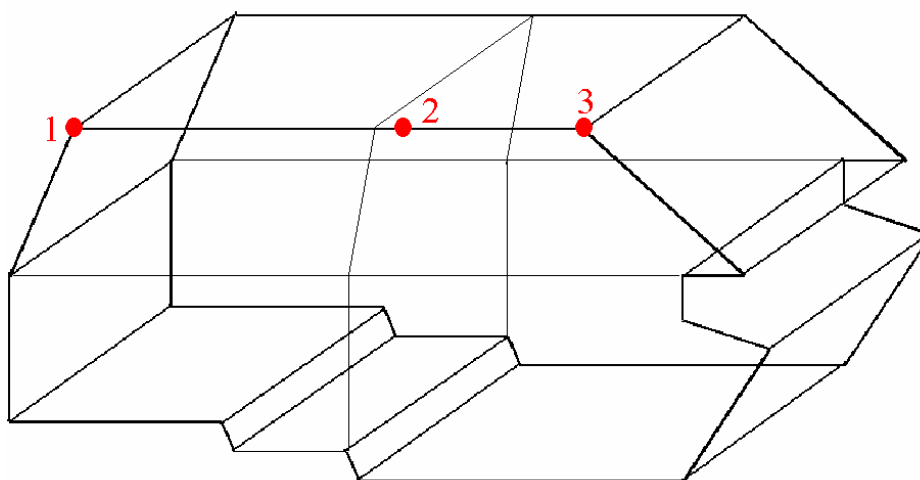


Figura 6.12: Posicionamento dos pontos de medição no veículo.

Os pontos escolhidos para posterior investigação foram definidos tendo com base os resultados das outras análises. A frequência mais baixa encontrada anteriormente foi, depois de corrigida pelo fator de escala, 59,0Hz, sendo então definido neste caso como primeira frequência o valor de 40,0Hz. Os pontos selecionados foram: 40,9 , 55,0 , 58,8 , 60,1 , 66,3 , 74,4 , 85,6 , 93,2 , 102,5 , 104,4 , 109,5 , 113,8 , 120,0 , 124,4 , 134,3 , 137,5 , 141,1 , 145,6 , 151,9 , 155,0, 159,8 , 164,2 , 174,4 , 181,2 , 188,8 e 197,5Hz.

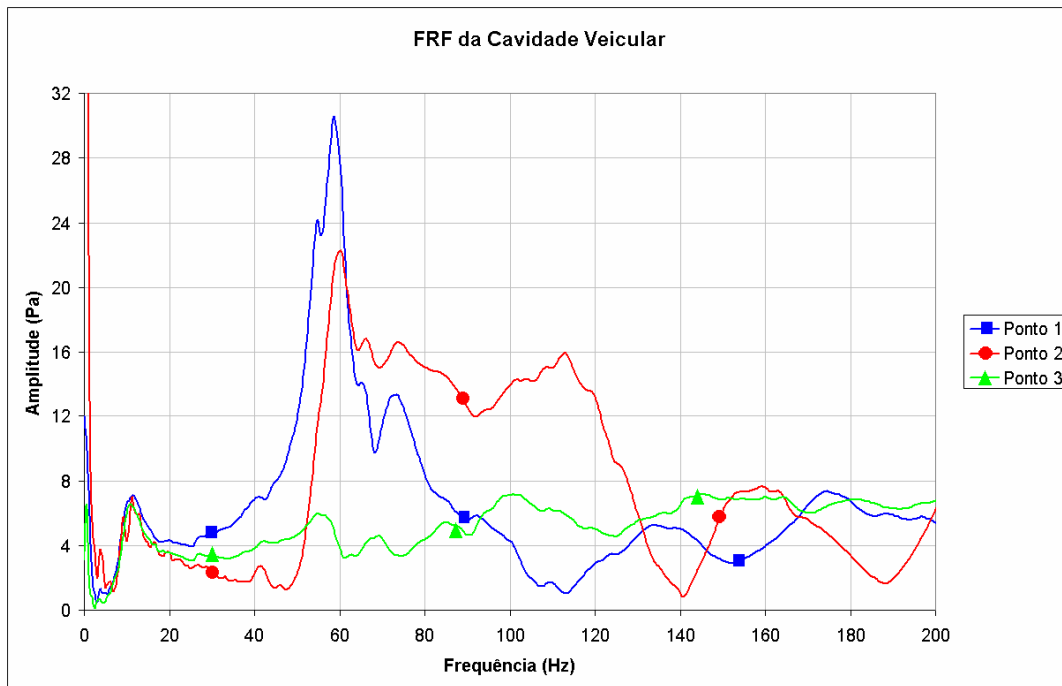


Figura 6.13: FRF's dos três pontos de medição (escala até 32Pa).

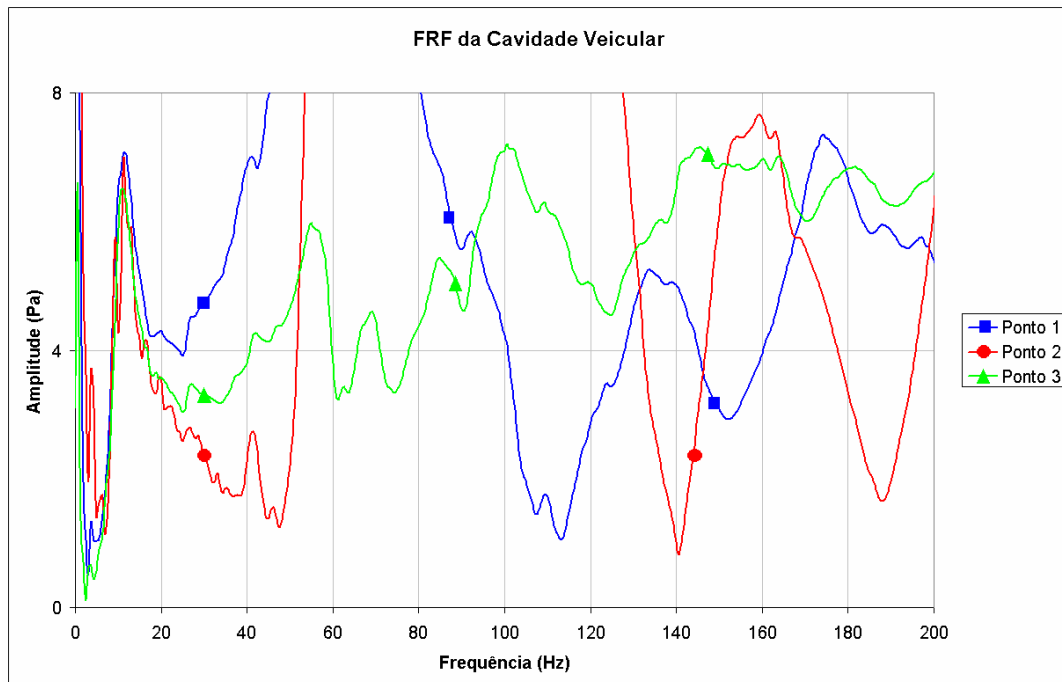


Figura 6.14: FRF's dos três pontos de medição (escala até 8Pa).

6.4 – Apresentação dos Resultados

Neste item serão apresentados os resultados obtidos para as frequências que foram identificadas como sendo modos acústicos. Os modos de frequências mais baixas necessitaram de um menor número de medições devido à simplicidade da forma modal associada, o que não acontece em frequências mais altas. A forma de apresentação será através da localização dos pontos e de suas amplitudes no diagrama da cavidade, bem como a figura do modo obtida em elementos finitos. Ao final será apresentada uma tabela relacionando os resultados dos três estudos realizados.

6.4.1 - Amplitudes Acústicas Encontradas

A seguir são mostrados os valores obtidos para pressão sonora via mapeamento da cavidade com sinal senoidal.

- 1° Modo Longitudinal – 60,1Hz

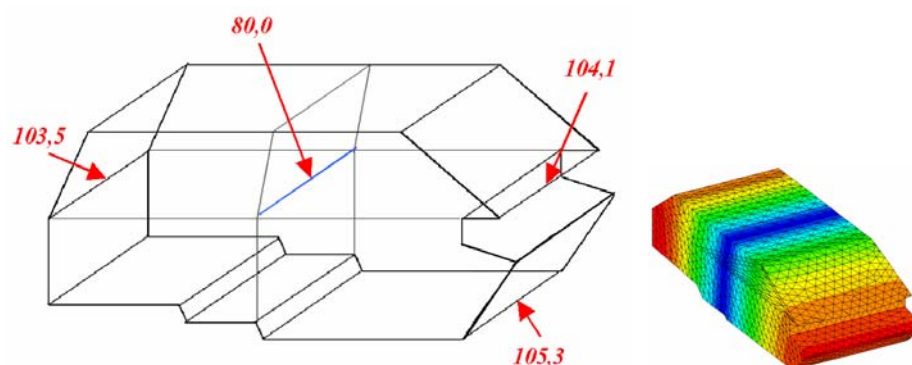


Figura 6.15: Mapa de pressão sonora da cavidade em “dB” para 60,1Hz.

- 2° Modo Longitudinal - 113,8Hz

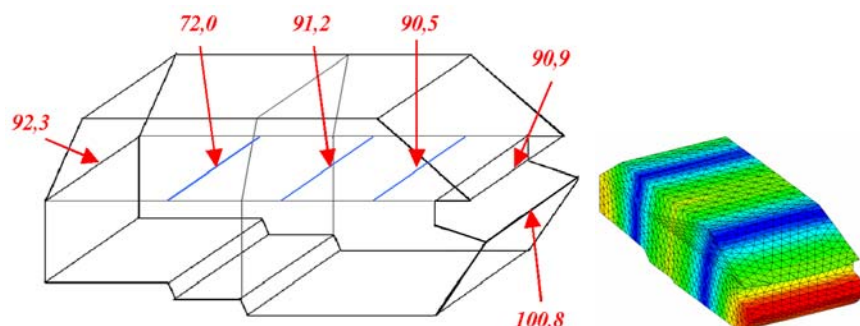


Figura 6.16: Mapa de pressão sonora da cavidade em “dB” para 113,8Hz.

- 1° Modo Transversal – 124,4Hz

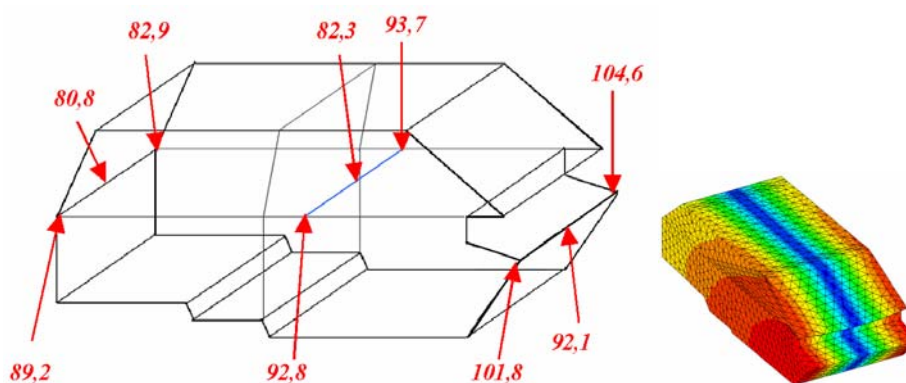


Figura 6.17: Mapa de pressão sonora da cavidade em “dB” para 124,4Hz.

- 1° Modo Longitudinal e 1° Transversal – 141,1 Hz

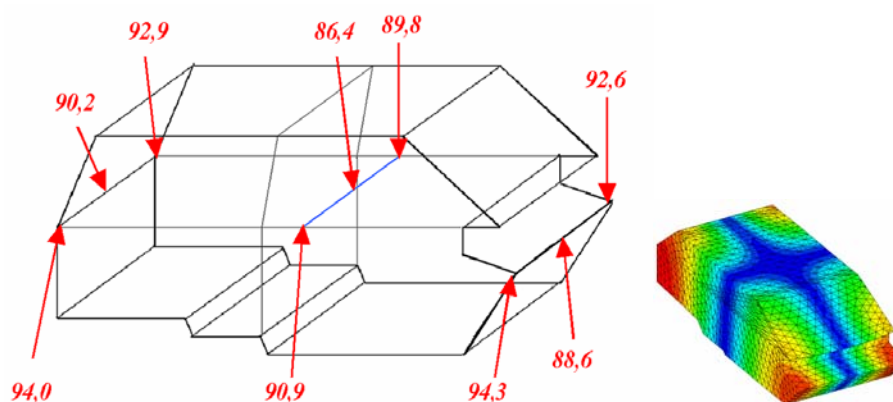


Figura 6.18: Mapa de pressão sonora da cavidade em “Pa” para 141,1Hz.

- 3° Modo Longitudinal – 159,8 Hz

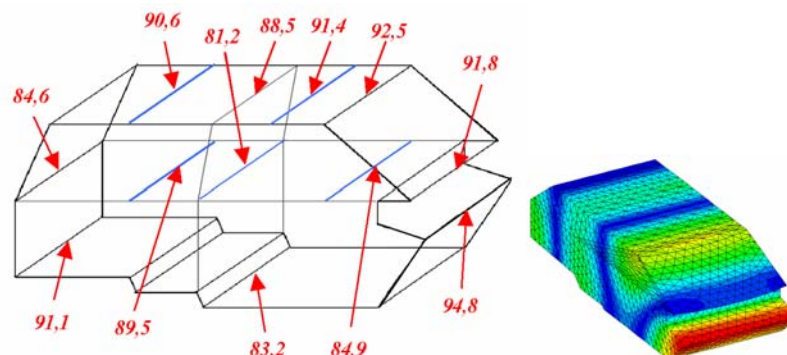


Figura 6.19: Mapa de pressão sonora da cavidade em "Pa" para 159,8Hz.

- 2° Modo Longitudinal e 1° Transversal – 181,2 Hz

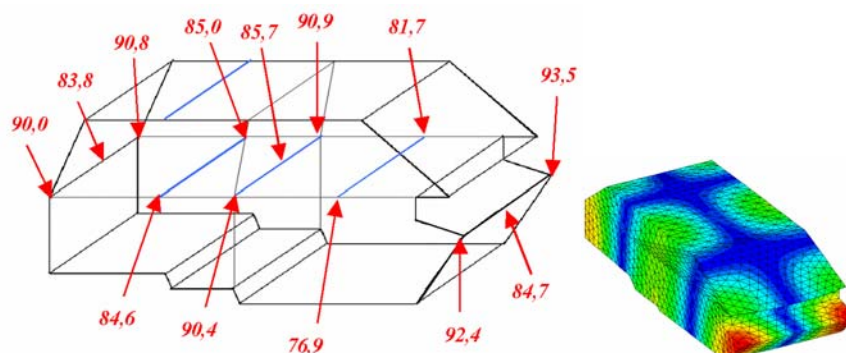


Figura 6.20: Mapa de pressão sonora da cavidade em "Pa" para 181,2Hz.

- 1° Modo Vertical – 188,8 Hz

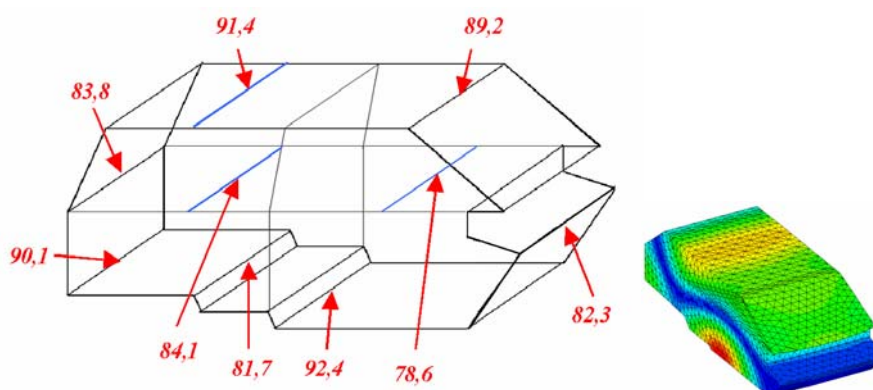


Figura 6.21: Mapa de pressão sonora da cavidade em "dB" para 188,8Hz.

Na tabela 6.2 são apresentados os resultados dos experimentos deste capítulo, bem como a comparação com os valores encontrados para a simulação em elementos finitos, no caso considerando acoplamento fluido-estrutural, e com o experimento em escala reduzida. Como as medições deste capítulo foram realizadas com temperatura ambiente de 27,4°C, os valores apresentados para as outras duas avaliações foram corrigido em 0,4% e -0,3% para o modelo numérico e em escala, respectivamente.

Tabela 6.2: Comparação entre o modelo numérico, em escala e o real sem bancos.

Frequência Natural no Veículo (Hz)	Freq. Natural Numérica Acoplada (Hz)	Diferença (%)	Freq. Natural Modelo em Escala (Hz)	Diferença (%)
60,1	59,2	-1,4	61,9	2,9
102,5	114,5	11,7	116,1	13,3
124,4	128,1	3,0	127,6	2,6
141,1	141,3	0,1	146,4	3,8
159,8	162,2	1,5	164,1	2,7
181,2	171,5	-5,4	170,0	-6,2
188,8	179,7	-4,8	174,8	-7,4

Na tabela 6.3 são apresentadas as médias das diferenças entre o experimento no veículo e os modelos:

Tabela 6.3: Diferença média entre os resultados do modelo numérico, em escala e o real.

Modelo	Diferença (%)
Sysnoise com acoplamento	4,0
Modelo em Escala	5,6

6.5 – Conclusões

Os resultados encontrados neste capítulo encerram o estudo da cavidade veicular na condição sem os bancos. É possível perceber que o modelo em elementos finitos apresentou melhor relação com o real, tendo a média da diferença entre os resultados ficado mais próxima que a do modelo em escala. Conclui-se que somente o modelo em elementos finitos já é suficientemente confiável para uma análise como realizada neste caso.

É possível perceber também que as magnitudes de pressão encontradas nos primeiros modos acústicos, em especial o primeiro longitudinal, é bastante superior aos de mais alta frequência. Isto pode ser explicado pelo fato de o menor comprimento de onda das frequências mais altas já estar sendo um pouco afetado pelo amortecimento dos carpetes do veículo e pela menor distância entre nós e anti nós, fazendo com que interajam mais.

Capítulo 7

Simulação Numérica da Cavidade Veicular com Bancos

7.1 – Introdução

Os experimentos realizados com respeito às características acústicas do habitáculo do veículo sem a presença de bancos realizadas nos capítulos anteriores ajudaram no entendimento inicial do problema. Os resultados obtidos são de grande valia no desenvolvimento das análises subseqüentes. Desde a familiarização com a criação e análise do modelo da cavidade em elementos finitos, até a obtenção experimental da resposta da mesma, bem como a compreensão de como se manifesta o campo acústico dentro do carro.

Neste capítulo iniciar-se-á o estudo final sobre a caracterização acústica do veículo compreendendo o mesmo na sua configuração de uso, ou seja, com os bancos. Novamente, devido à complexidade do problema a ser investigado, faz-se necessária uma familiarização com o assunto antes da abordagem experimental. Esta se faz através da análise em elementos finitos, onde os bancos também foram simulados.

7.2 – Simulação dos Bancos com Elementos Fluidos

Uma das formas de simular numericamente os bancos do veículo é atribuir aos elementos que os compõem propriedades de fluido. Neste item são apresentados os resultados obtidos para o problema com os bancos configurados com as propriedades de diversos fluidos. A determinação dos elementos representativos dos bancos é feita no SYSNOISE através da seleção dos mesmos via seus números de identificação. Todavia, em se tratando de uma malha 3D, não é possível identificar os números dos elementos internos, apenas dos das superfícies, o que impossibilita a sua seleção para posterior atribuição de propriedades. Desta forma foi criada uma malha 2D referente a um corte transversal da cavidade para facilitar a resolução do problema.

7.2.1 – Criação da Malha 2D

A malha bi-dimensional foi criada tendo como referência a seção transversal da cavidade na região esquerda da mesma, a $\frac{1}{4}$ da distância entre a lateral esquerda e direita, conforme mostrado na figura 7.1. Desta forma o corte abrange o banco do motorista e o traseiro. Caso o corte fosse feito na região central, os bancos dianteiros não seriam representados. Fica claro que esta análise não tem condições de representar todos os modos acústicos da cavidade, mas serve para que se compare a resposta da mesma em função da presença dos bancos. Uma vez entendendo-se a influência destes componentes, a análise experimental fica facilitada, até mesmo para as frequências cujos modos não foram representados.

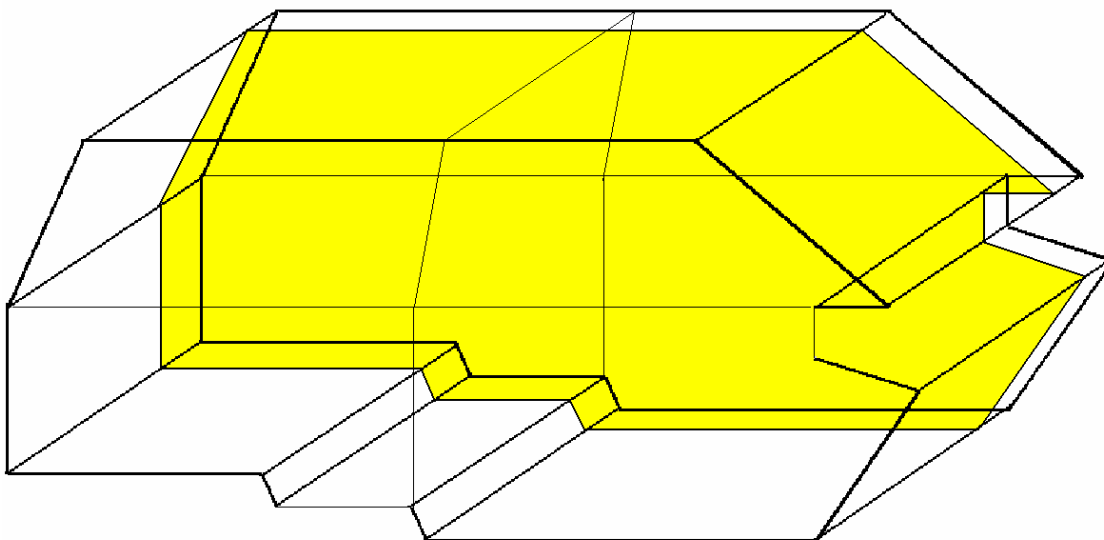


Figura 7.1: Posição de corte da cavidade para geração da malha 2D.

Como forma de garantir os resultados, inicialmente foi criada uma malha 2D sem os bancos, a fim de comparar seus resultados com os da cavidade 3D. Obviamente os modos transversais não puderam ser comparados.

Assim como foi feito na criação das demais malhas, foi utilizado o programa ANSYS. Como não seria feita nenhuma análise de interação com o contorno, apenas a cavidade foi criada, tendo sido utilizado o tipo de elemento “Casca 63”. Como a malha seria importada no SYSNOISE como fluido, aos nós seria atribuído somente um grau de liberdade, a pressão. As figuras 7.2 e 7.3 mostram as duas malhas.

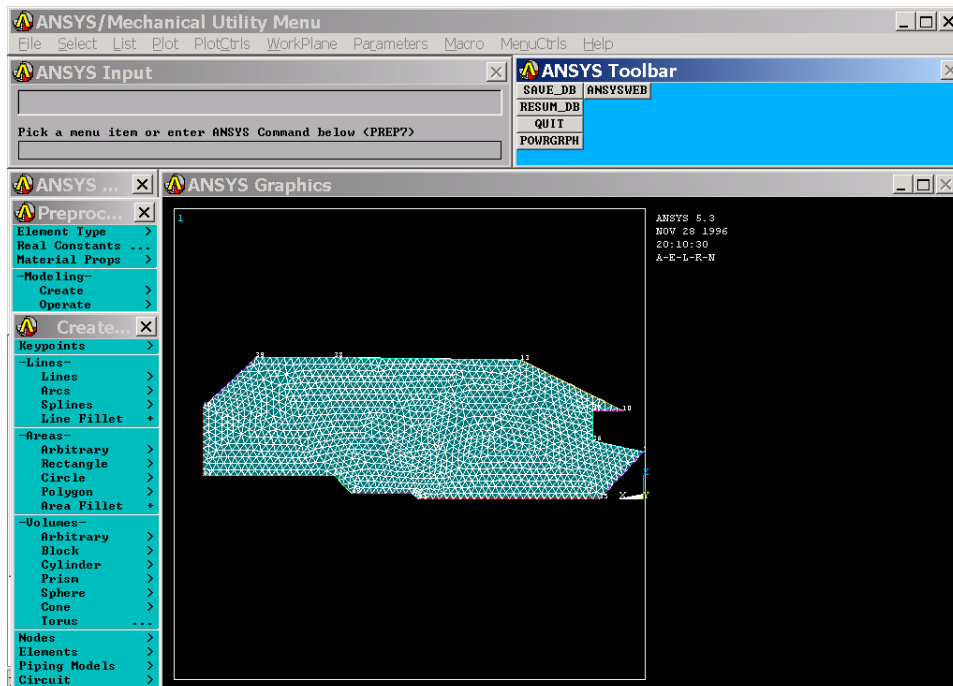


Figura 7.2: Malha 2D sem bancos no ANSYS.

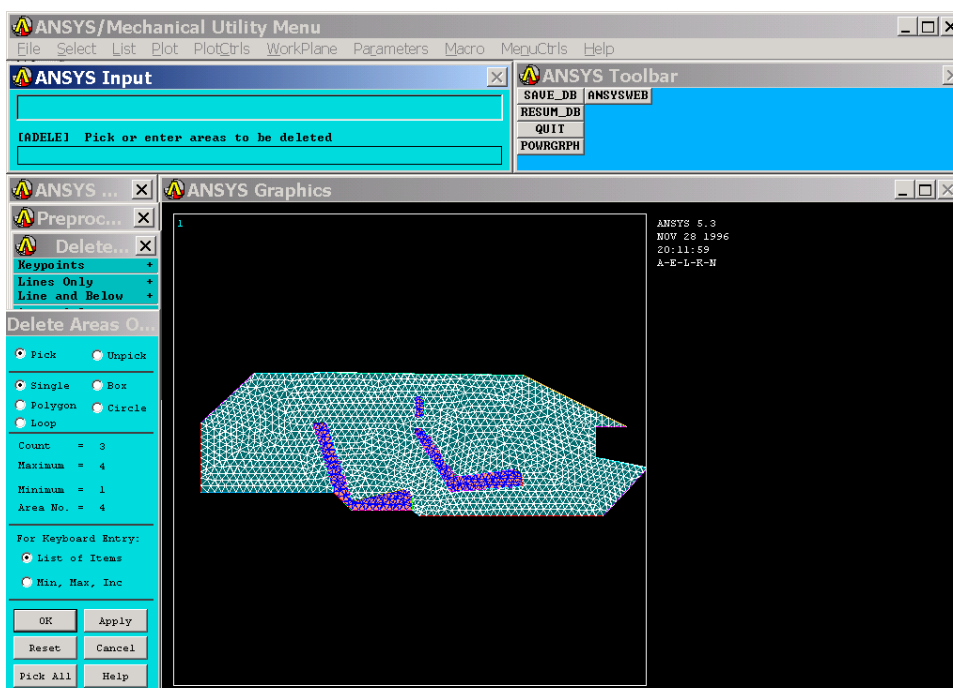


Figura 7.3: Malha 2D com bancos no ANSYS.

7.2.2 - Comparação da Malha 2D sem Bancos com 3D sem Bancos

Com objetivo de validar o estudo através de um modelo 2D com os bancos, foi realizada uma simulação da mesma sem a presença dos bancos a fim de comparar os resultados com os obtidos na análise feita com a malha 3D. Por razões óbvias, somente os modos longitudinais e verticais serão considerados e a comparação será feita tendo como base os resultados da cavidade 3D considerando paredes rígidas. A velocidade do som no ar foi considerada 346,0 m/s referente à temperatura de 25°C, a mesma utilizada no modelo 3D. A comparação é apresentada na tabela 7.1:

Tabela 7.1: Comparação entre resultados dos modelos 2D e 3D sem bancos.

Frequência Natural (Hz)	Frequência Natural 3D (Hz)	Descrição da Forma Modal	Diferença (%)	Figura Representativa
162,8	163,0	1º Longitudinal	0,12	7.4
308,1	307,3	2º Longitudinal	-0,26	7.4
437,3	438,9	3º Longitudinal	0,37	7.5
474,3	477,7	---	0,72	7.5

A diferença média entre as frequências naturais 2D e 3D ficou em 0,37% mostrando uma excelente relação entre os dois modelos. As formas modais correspondentes são apresentadas nas figuras 7.4 e 7.5:

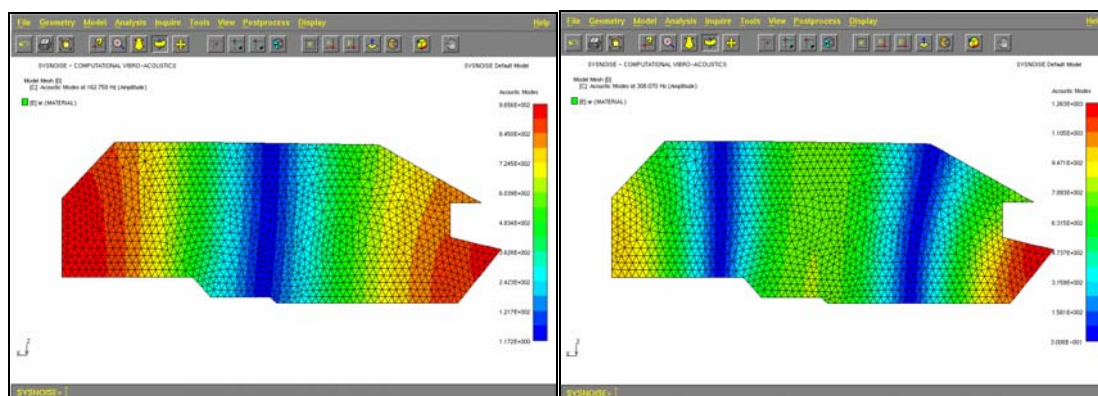


Fig.7.4: Modos Acústicos da cavidade 2D em 162,8 (esq.) e 308,1Hz (dir.).

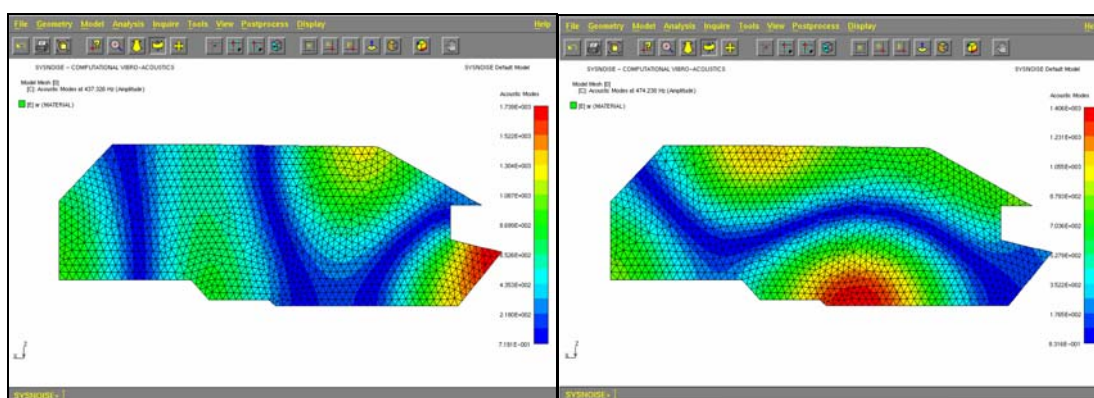


Fig.7.5: Modos Acústicos da cavidade 2D em 437,3Hz (esq.) e 474,3Hz (dir.).

7.2.3 – Análise com Bancos Representados com Densidade Superior à do Ar.

Uma das formas de representação dos bancos é a atribuição de densidade superior aos seus elementos. Conforme [38], este valor deve ser em torno de 10 vezes a densidade do ar, mantendo-se a velocidade do som no fluido igual à do ar. Nesta análise também foi considerada a velocidade de propagação do som no ar de 346,0m/s. A tabela 7.2 apresenta os resultados da

análise, bem como a comparação com os apresentados pela cavidade sem bancos, quando as formas modais forem semelhantes.

Tabela 7.2: Comparação entre resultados do modelo 2D sem bancos e com bancos representados com densidade superior à do ar.

Frequência Natural 2D com Bancos (Hz)	Frequência Natural 2D (Hz)	Descrição da Forma Modal	Diferença (%)	Figura Representativa
162,9	162,8	1º Longitudinal	0,06	7.6
307,2	308,1	2º Longitudinal	-0,29	7.6
418,7	---	Ressonância Interna do Banco Traseiro	---	7.7
444,4	437,3	3º Longitudinal	1,62	7.7
474,0	474,3	---	-0,06	7.8
493,9	---	Ressonância Interna do Banco Dianteiro	---	7.8

A diferença média entre as frequências de ressonância semelhantes dos dois modelos foi de apenas 0,51%, o que demonstra a pequena influência dos bancos quando avaliados desta forma. Além disso, como foi atribuída outra densidade aos bancos, existe uma diferença de impedância na região de interface dos mesmos com o ar. Com isso, ressonâncias internas aos bancos são criadas, como se os mesmos formassem cavidades separadas da originalmente considerada. As figuras 7.6, 7.7 e 7.8 apresentam as formas modais obtidas:

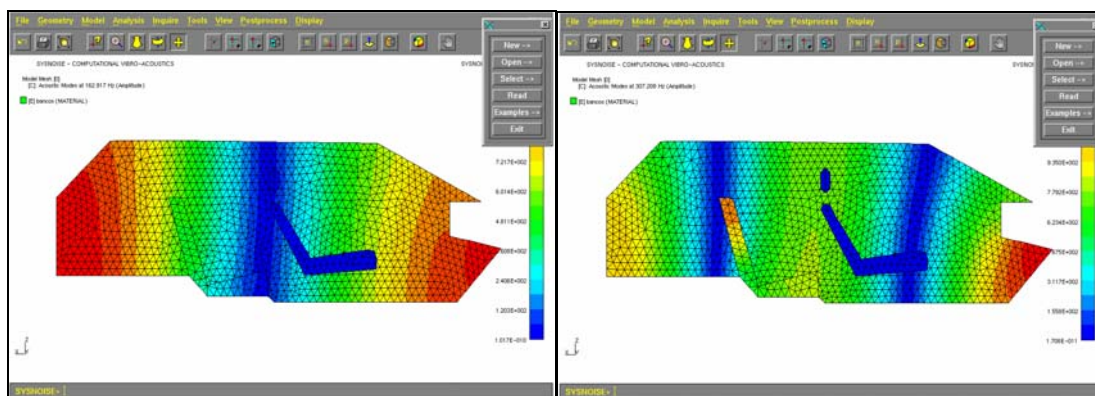


Figura 7.6: Modos Acústicos da cavidade 2D com bancos em 162,9Hz (esq.) e 307,2Hz (dir.).

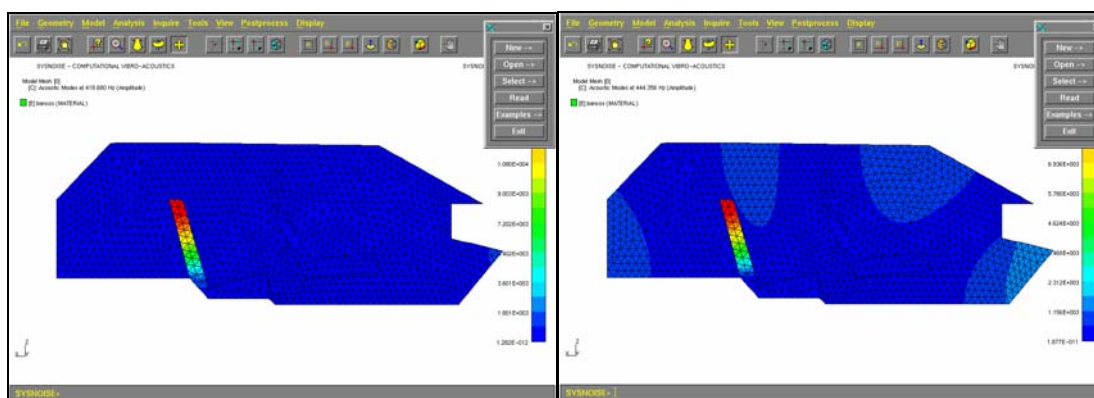


Figura 7.7: Modos Acústicos da cavidade 2D com bancos em 418,7Hz (esq.) e 444,4Hz (dir.).

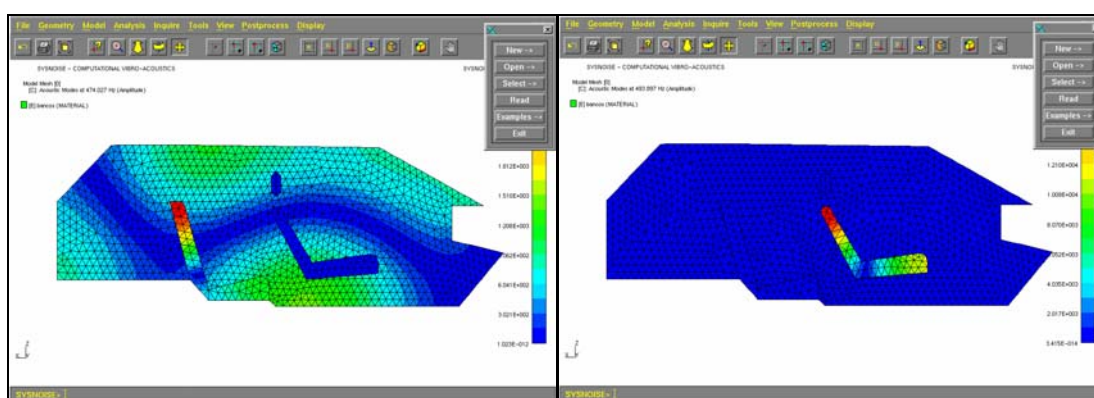


Figura 7.8: Modos Acústicos da cavidade com bancos em 474,0 (esq.) e 493,9Hz (dir.).

7.2.4 – Análise dos Bancos Representados com Propriedades da Espuma

Neste caso busca-se representar numericamente os bancos através das propriedades da espuma que os forma. Todos os elementos representativos dos bancos recebem as propriedades do material, mesmo sabendo-se que existe também estrutura metálica interna. Esta não será representada, uma vez que não se sabe exatamente a sua configuração, materiais utilizados, etc.

7.2.4.1 – Obtenção das Propriedades da Espuma dos Bancos

Para obtenção das propriedades da espuma dos bancos, um pedaço deste material foi retirado do assento do banco traseiro do veículo. Duas análises foram feitas, a fim de determinar a densidade e a velocidade de propagação do som no material.

7.2.4.1.1 – Determinação da Densidade da Espuma

A amostra foi cortada em forma de paralelepípedo com lados de 0,11 , 0,034 e 0,036m de comprimento, sendo o volume igual a $0,0001346\text{m}^3$. A pesagem foi feita em uma balança marca Sartorius da UFSC, que tem capacidade para até 0,16kg. Foi encontrado o valor de 0,0061975kg, significando uma densidade de $46,04\text{kg/m}^3$.

7.2.4.1.2 – Determinação da Velocidade do Som na Espuma

A segunda análise relacionada ao estudo da espuma não foi tão simples quanto a primeira. Foi necessário montar um experimento para medir a velocidade de propagação do som em um determinado percurso, conforme descrito no item seguinte.

Foram utilizados neste experimento os seguintes equipamentos de teste:

- Sistema de aquisição de sinais Brüel & Kjaer Pulse;
- Computador portátil Dell Armada;
- Dois Microfones Brüel & Kjaer 4165;
- Amplificador para microfones Brüel & Kjaer 2804;
- Fonte sonora;
- Sistema elétrico formado por uma pilha de 1,5V e uma chave de contato.
- Cabos de ligação.

A metodologia adotada para medição da velocidade do som consiste em criar uma onda plana e medir o intervalo de tempo entre a sua passagem por dois pontos diferentes. Entre estes dois pontos deve-se colocar o material que se deseja estudar. Como forma de garantir a propagação unidimensional da onda, a mesma foi gerada na extremidade de um tubo através de uma fonte sonora. Como o objetivo é medir o intervalo de tempo entre a passagem da onda

entre dois pontos, apenas um pulso foi criado através de uma pilha ligada à fonte sonora com uma chave contatora.

A montagem do experimento se assemelha a um tubo de impedância, com os microfones montados transversalmente ao mesmo. A extremidade oposta à fonte foi deixada livre, mas como forma de evitar que o segundo microfone captasse a onda refletida em um intervalo de tempo muito pequeno após a passagem do pulso, foi deixado ainda uma parte de tubo após o microfone. Esta reflexão se dá pela diferença de impedância causada pela variação da geometria do caminho de propagação da onda.

Quanto ao tamanho dos microfones, o ideal seria que os mesmos tivessem a menor dimensão possível. Todavia foram utilizados microfones de $\frac{1}{2}$ de polegada de diâmetro da membrana e para diminuir a influência desta dimensão nos resultados, foi determinada uma distância 2,009m. Desta forma a dimensão dos microfones passa a ser muito menor que a distância entre eles, diminuindo a influência dos mesmos.

Inicialmente foi determinada a velocidade do som no ar como forma de calibrar o experimento. A montagem é mostrada esquematicamente na figura 7.9.

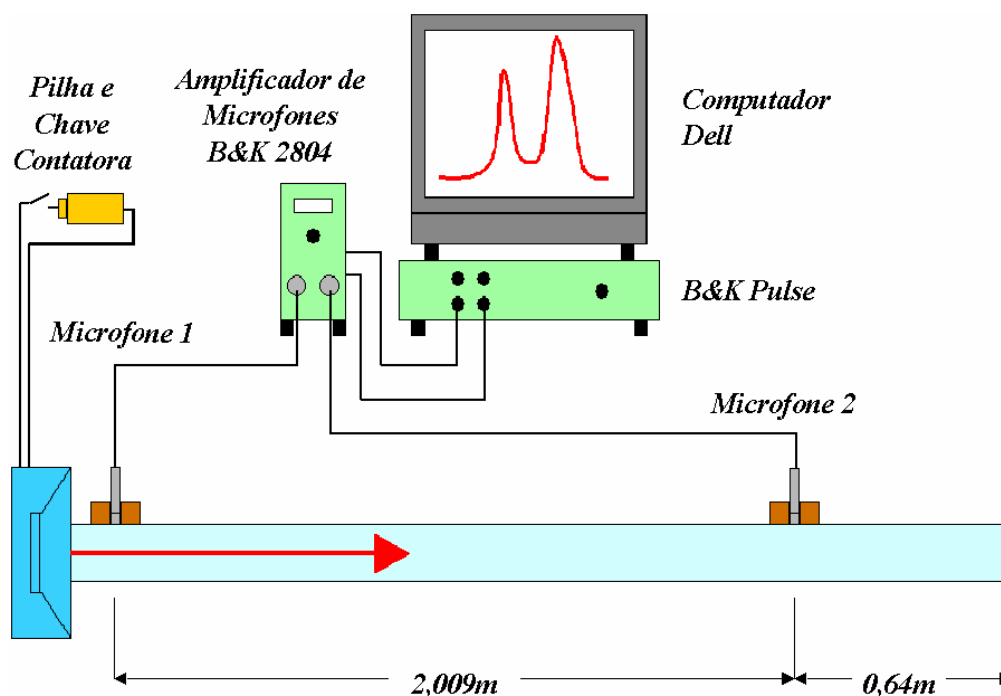


Figura 7.9: Montagem do Experimento para Medição da Velocidade do Som no Ar.

Em seguida procedeu-se com a avaliação da espuma. Como não se dispunha de uma quantidade grande o suficiente para preencher todo o espaço do tubo entre os microfones, utilizou-se apenas 0,135m de espuma com o diâmetro interno do tubo (0,10m). Um cuidado especial foi tomado a fim de que a espuma não ficasse muito comprimida quando montada, para que suas propriedades não fossem alteradas. A montagem deste experimento é mostrada na figura 7.10.

Em ambos os casos, foi configurado um “trigger” no microfone 1 para acionar o microfone 2. Ao receber o aumento de pressão sonora, o primeiro

inicia a gravação do sinal no tempo por 0,2s, tempo suficiente para o pulso ter passado pelo microfone 2.

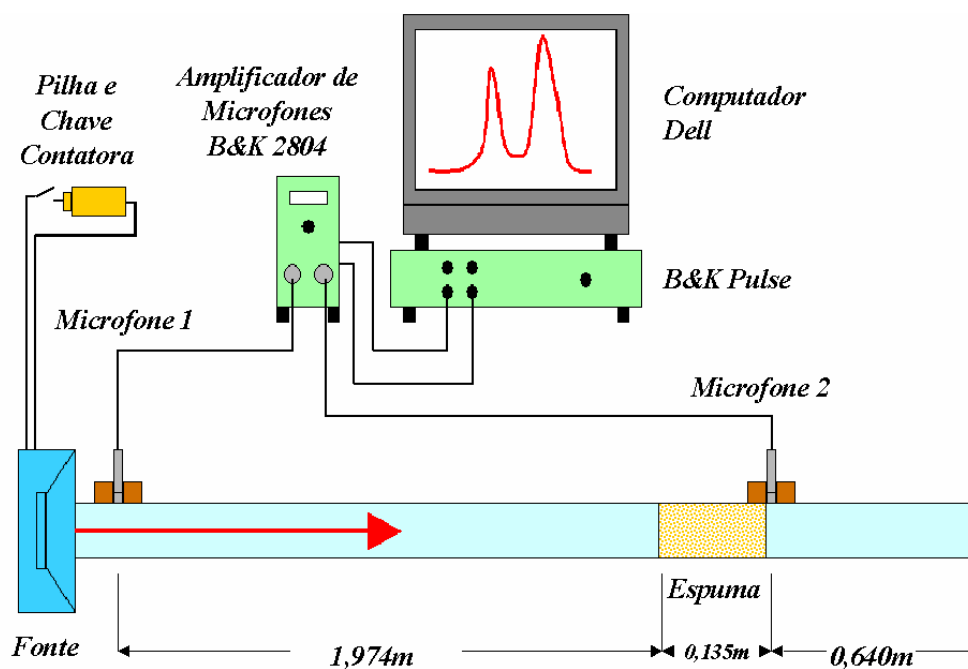


Figura 7.10: Montagem do Experimento para Medição da Velocidade do Som na Espuma.

Inicialmente serão apresentados os resultados para a determinação da velocidade do som no ar. A tabela 7.3, mostra o intervalo entre o início da aquisição e a passagem do pulso pelo microfone 1 e pelo 2, a diferença de tempo e a velocidade do som na respectiva medição. Foram feitas cinco medições para obtenção da média.

Tabela 7.3: Resultados da Medição de Velocidade do Som no Ar.

N° da Medição	Tempo Microfone 1 (s)	Tempo Microfone 2 (s)	Diferença (s)	Velocidade do Som (m/s)
1	0,18941	0,19507	0,00566	354,95
2	0,18938	0,19507	0,00569	353,08
3	0,18939	0,19508	0,00569	353,08
4	0,18939	0,19507	0,00568	353,70
5	0,18939	0,19508	0,00569	353,08

A média dos resultados ficou em 353,57 m/s, valor 1,96% superior ao esperado, 346,78m/s, uma vez que a temperatura ambiente no momento da medição estava em 26,3°C. Esta variação se mostra satisfatória mas demonstra que a dimensão dos microfones ainda influencia nos resultados.

A tabela 7.4 apresenta os resultados obtidos para a velocidade da espuma. O cálculo foi feito levando-se em consideração que a diferença de tempo está relacionada à passagem do pulso pelo espaço de ar e pela espuma. Desta forma, foi desconsiderado do tempo total a parcela referente à passagem do pulso pelo ar, sendo o restante atribuído à passagem do mesmo pela espuma. Foi utilizado o valor obtido na medição anterior para a velocidade do som no ar.

Tabela 7.4: Resultados da medição da velocidade do som na espuma.

N° da Medição	Tempo Microfone 1 (s)	Tempo Microfone 2 (s)	Diferença (s)	Tempo na Espuma (s)	Velocidade do Som na Espuma (m/s)
1	0,19054	0,19646	0,00592	0,000648	208,31
2	0,19058	0,19647	0,00589	0,000618	218,43
3	0,19054	0,19649	0,00595	0,000678	199,10
4	0,19054	0,19649	0,00595	0,000678	199,10
5	0,19055	0,19650	0,00595	0,000678	199,10

A média dos resultados ficou em 204,81m/s, todavia como no caso da velocidade de propagação do som no ar, o valor encontrado ficou 1,96% acima do esperado, o valor para espuma foi corrigido por este fator ficando em 200,97m/s. A velocidade de propagação mais baixa no caso da espuma é explicada pelo maior caminho que o som deve percorrer para passar pelas cavidades e poros do material. Segundo a teoria de Biot, no caso de ondas acústicas, a parte estrutural do material poroso não a transmite, somente o volume de ar entre a estrutura. Caso a análise fosse relativa a propriedades vibratórias do mesmo material, a parte fluida não teria importância, apenas a estrutural.

7.4.2.2 – Simulação dos Bancos com os Valores Encontrados

Os valores de densidade e velocidade de propagação do som na espuma foram utilizados como propriedades do fluido dos bancos. Os resultados obtidos estão mostrados na tabela 7.5 em comparação com os obtidos para o caso da densidade 10 vezes superior à do ar e para a cavidade sem os bancos. Como modos internos aos bancos estão em freqüências bastante distintas, estes foram listados fora da ordem crescente.

Tabela 7.5: Comparação de resultados do modelo sem bancos e com os bancos representados com propriedades diferentes.

Frequência Natural – Espuma (Hz)	Freq. Natural - Densid. 10xAr (Hz)	Dif. (%)	Freq. Natural – Sem Bancos (Hz)	Dif. (%)
162,8	162,9	-0,06	162,8	0,00
307,9	307,2	0,23	308,1	0,06
314,4	418,7	---	---	---
370,5	493,9	---	---	---
439,2	444,4	-1,17	437,3	0,43
473,9	474,0	-0,02	474,3	0,08

Os resultados demonstram a pequena influência dos bancos, mesmo quando simulados com as propriedades da espuma. Apenas os modos internos aos bancos apresentaram variação significativa. A tabela 7.6 mostra as variações médias das ressonâncias da cavidade, utilizando-se espuma nos bancos e tomando-se como referência as outras análises, em “%”.

Tabela 7.6: Comparação da variação média das freqüências de ressonância da análise sem bancos e com bancos representados com propriedades diferentes (%).

Referência	Espuma
Sem Bancos	0,12
Bancos com Densidade 10 x Ar	0,36

7.2.5 – Análise com Bancos Representados com Propriedades de Diferentes Fluidos

Considerando-se que não houve variação significativa quando os bancos foram simulados com uma pequena variação de densidade (10 vezes) e com variação de 37 vezes, além da alteração da velocidade do som no meio (caso da espuma), decidiu-se avaliar o resultado com uma variação mais significativa das propriedades. Foram escolhidas as propriedades de dois fluidos conhecidos, a água e o mercúrio, sendo suas propriedades mostradas na tabela 7.7:

Tabela 7.7: Propriedades da água e do mercúrio.

Material	Densidade (kg/m³)	Velocidade de Propagação do Som no Meio (m/s)
Água	998	1481
Mercúrio	13600	1450

Os resultados obtidos para a análise com as propriedades da água estão mostrados na tabela 7.8, onde é feita a comparação dos resultados com os obtidos para a simulação com densidade igual a 10 vezes a do ar, com a espuma e para a cavidade sem os bancos. Como houve variação significativa nas frequências de ressonância internas dos bancos, estas foram listadas fora da ordem crescente. Nos casos do uso das propriedades da água e mercúrio, estas frequências ficaram com valores muito altos, não sendo mostradas.

Tabela 7.8: Comparativo entre resultados da simulação dos bancos com propriedades da água em relação às outras propriedades.

Freq. Natural - Água (Hz)	Freq. Natural - Densid. 10xAr (Hz)	Dif. (%)	Freq. Natural - Espuma (Hz)	Dif. (%)	Freq. Natural - Sem Bancos (Hz)	Dif. (%)
162,8	162,9	-0,06	162,8	0,00	162,8	0,00
308,8	307,2	0,52	307,9	0,29	308,1	0,23
---	418,7	---	314,4	---	---	---
437,4	444,4	-1,58	439,2	-1,17	437,3	0,02
474,2	474,0	0,04	473,9	-0,02	474,3	-0,02
---	493,9	---	370,5	---	---	---

Na tabela 7.9 é feita a mesma comparação, todavia tendo com base as propriedades do mercúrio:

Tabela 7.9: Comparativo entre resultados da simulação dos bancos com propriedades do mercúrio em relação às outras propriedades.

Freq. Natural - Mecúrio (Hz)	Freq. Natural - Densid. 10xAr (Hz)	Dif. (%)	Freq. Natural - Espuma (Hz)	Dif. (%)	Freq. Natural - Sem Bancos (Hz)	Dif. (%)
162,8	162,9	-0,06	162,8	0,00	162,8	0,00
308,1	307,2	0,29	307,9	0,06	308,1	0,00
---	418,7	---	314,4	---	---	---
437,3	444,4	-1,60	439,2	-0,43	437,3	0,00
474,2	474,0	0,04	473,9	0,06	474,3	-0,02
---	493,9	---	370,5	---	---	---

A tabela 7.10 apresenta a variação (em %) dos resultados obtidos para as simulações com água e mercúrio, tendo como base os valores das simulações anteriores. Foram consideradas apenas as frequências de ressonância da cavidade, uma vez que as internas aos bancos não apresentam nenhuma utilidade neste caso.

Tabela 7.10: Variação média das simulações com Água e Mercúrio em relação às com outras propriedades, em (%).

	Água	Mercúrio
Sem Bancos	0,01	0,07
Densidade 10 x Ar	0,55	0,50
Espuma	0,19	0,14

7.2.6 – Conclusões Preliminares

Levando-se em conta os resultados fornecidos pelas análises do problema, com os bancos representados por fluido, pode-se verificar que estes componentes não influenciam de forma significativa o campo acústico da cavidade. Tanto as formas modais quando as frequências em que se encontram não apresentaram grande variação em relação à cavidade sem os bancos, especialmente considerando-se que os modos longitudinais e verticais teoricamente sofreriam maior influência da barreira imposta pela existência dos bancos.

Apenas as frequências de ressonância criadas dentro dos bancos é que se mostraram sensíveis ao tipo de material utilizado, como era de se esperar. Todavia, considerando-se o caso real em que o banco não é formado apenas por um fluido, mas sim por uma estrutura complexa de outros materiais além da espuma, estes resultados se mostram de pouca utilidade.

Fica claro também, que a avaliação dos modos longitudinais e verticais da cavidade sem bancos pode ser feita apenas com uma malha bidimensional, visto que a diferença em relação à tridimensional é irrelevante. Isto pode ser bastante útil, pois simplifica todo o problema de criação de geometrias e malhas e também o número de elementos, fator importante na redução do tempo computacional.

7.3 – Simulação dos Bancos como Contorno da Cavidade

Outra metodologia que pode ser empregada na representação numérica dos bancos do carro é fazê-los como contorno da cavidade. Neste caso não existiria passagem de onda acústica por dentro dos bancos, condição que parece mais representativa da realidade visto que os bancos apresentam estrutura metálica interna e o encosto do banco traseiro é formado por uma chapa de aço.

Visto que neste caso não é necessário selecionar nenhum elemento ou grupo deles para atribuição de propriedades como na metodologia adotada anteriormente, pode-se representar o habitáculo do veículo na forma tridimensional. Assim todos os modos são evidenciados, facilitando sua futura identificação experimental.

7.3.1 – Criação da Geometria e da Malha Acústica

A geometria contendo os bancos foi criada a partir da utilizada no capítulo 4, sendo mantida então a relação de escala de 2,7:1 em relação ao carro. Atenção especial foi dispensada à criação dos bancos dianteiros, onde se tentou representar o espaço entre os bancos, bem como a longarina transversal da carroceria existente entre eles. As arestas da cavidade estão mostradas nas figura 7.11 e 7.12. O tipo de elemento utilizado foi o mesmo da análise sem

bancos, ou seja, “Sólido 45”, sendo que a malha totalizou 20695 elementos. Ao final foi gerado um arquivo de extensão “.cdb”.

7.3.2 – Simulação no SYSNOISE

O arquivo originário do ANSYS foi importado no SYSNOISE como fluido. À malha foram atribuídas as propriedades do ar a 25°C, uma vez que não se tem como prever de antemão a temperatura no momento do ensaio experimental. A velocidade de propagação do som foi definida como 346m/s e a densidade do ar 1,225kg/m³.

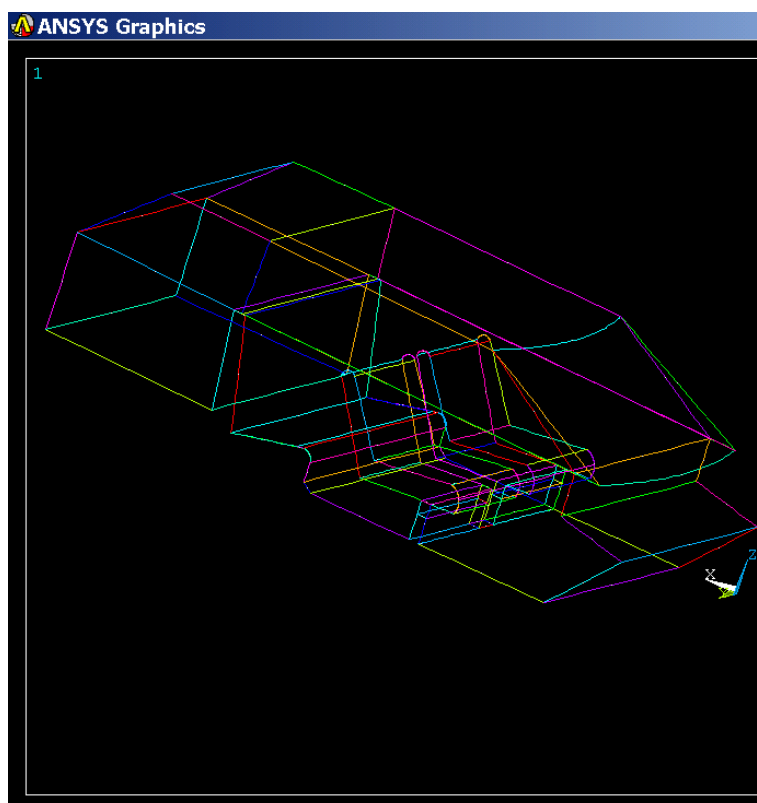


Figura 7.11: Geometria 3D da cavidade com os bancos no ANSYS – vista em perspectiva.

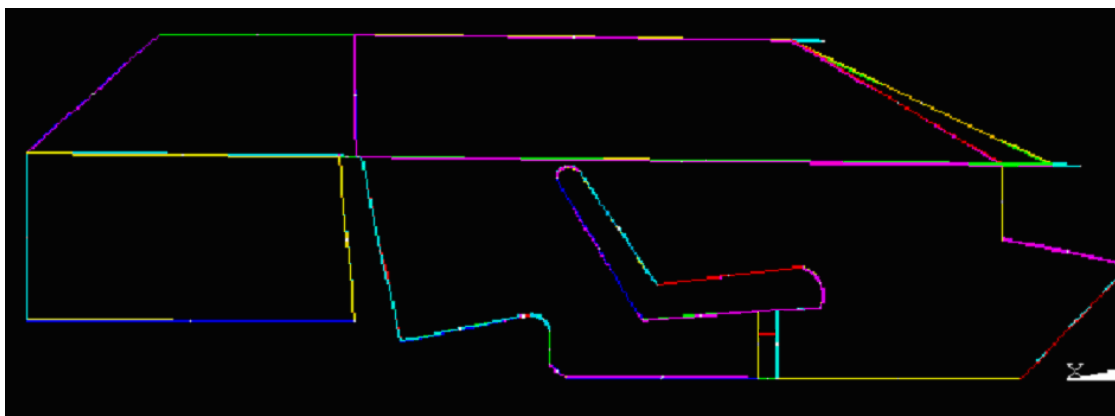


Figura 7.12: Geometria 3D da cavidade com os bancos no ANSYS – vista lateral.

Assim como em todas as simulações anteriores, a solução foi obtida através do método de estimativa de parâmetros de Lanczos. A faixa de frequências de trabalho foi novamente definida entre 0 e 540Hz, representando 0 a 200Hz do veículo original.

7.3.3 – Resultados Obtidos

Os resultados obtidos são mostrados na tabela 7.11. Nela são apresentadas as frequências de ressonância, seu valor corrigido pelo fator de escala, a comparação com os resultados da análise sem bancos quando possível, a descrição da forma modal e a indicação de sua figura representativa.

Tabela 7.11: Comparação de resultados da simulação da cavidade com bancos como contorno da cavidade em relação à condição sem bancos.

Frequência Natural do Modelo com bancos (Hz)	Frequência Natural Corrigida (Hz)	Frequência Natural do Modelo sem Bancos (Hz)	Diferença (%)	Descrição da Forma Modal	Figura Representativa
132,6	49,1	60,4	-18,7	1º Modo Longitudinal	7.13
259,9	96,3	113,8	-15,4	2º Modo Longitudinal	7.13
345,3	127,9	126,6	1,0	1º Modo Transversal	7.14
370,7	137,3	141,3	-2,8	1º Modo Longitudinal e 1º Transversal	7.14
378,3	140,1	---	---	---	7.15
425,0	157,4	170,7	-7,8	2º Modo Longitudinal e 1º Transversal	7.15
444,8	164,7	162,6	1,3	3º Modo Longitudinal	7.16
487,3	180,5	---	---	---	7.16
537,7	199,1	---	---	4º Longitudinal	

As formas modais são mostradas a seguir:

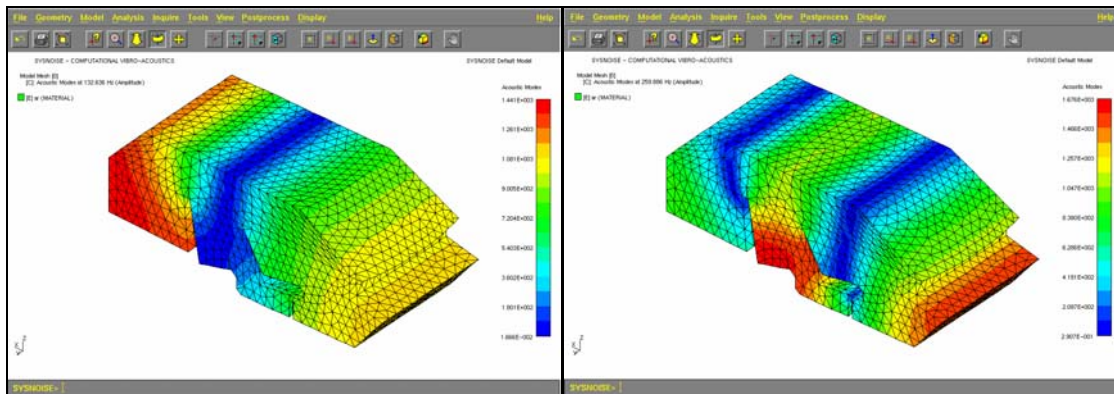


Figura 7.13: Modos Acústicos da cavidade 3D com bancos em 132,6 (esq.) e 259,9 (dir.).

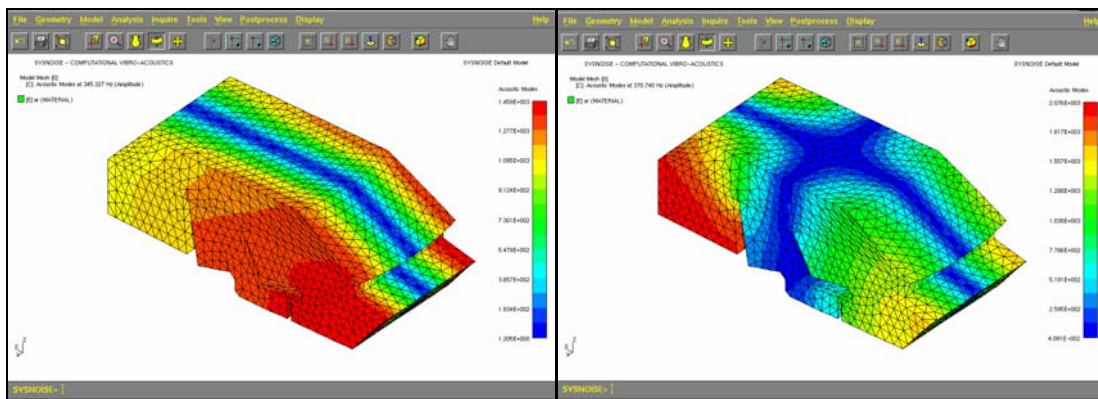


Figura 7.14: Modos Acústicos da cavidade 3D com bancos em 345,3 (esq.) e 370,7Hz (dir.).

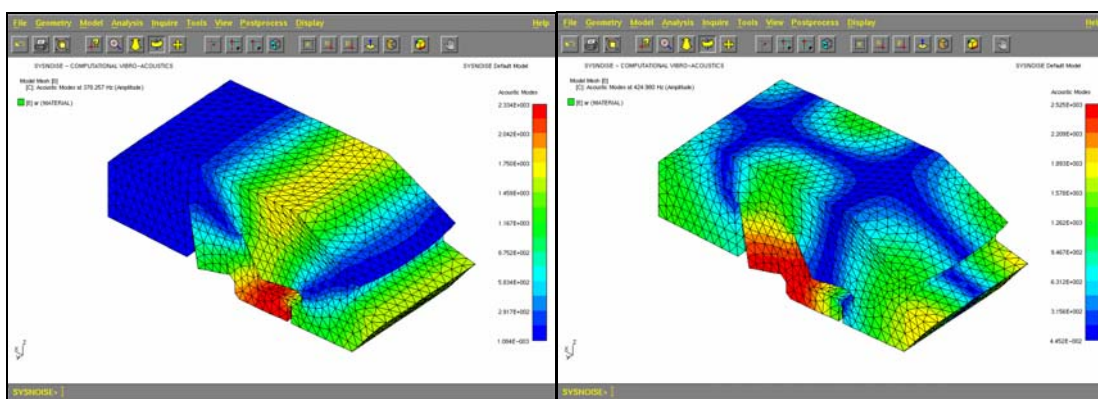


Figura 7.15: Modos Acústicos da cavidade 3D com bancos em 378,3 (esq.) e 425,0Hz (dir.).

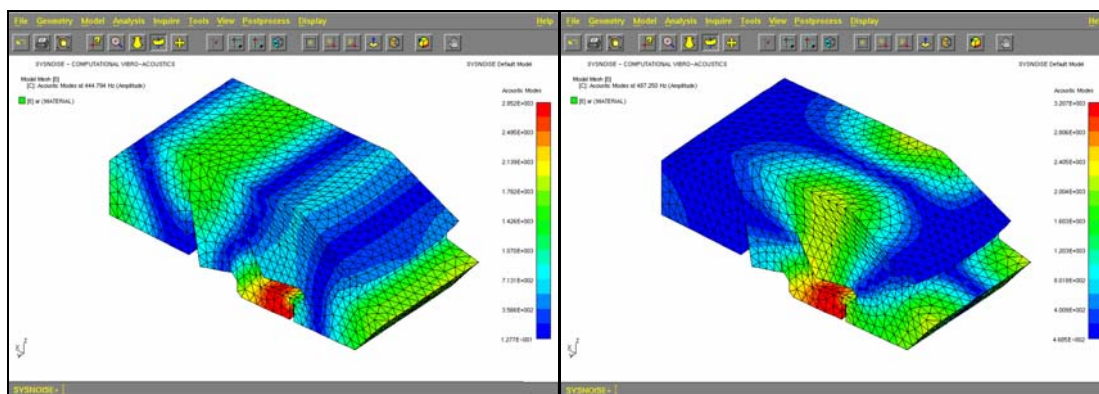


Figura 7.16: Modos Acústicos da cavidade 3D com bancos em 444,8 (esq.) e 487,3Hz (dir.).

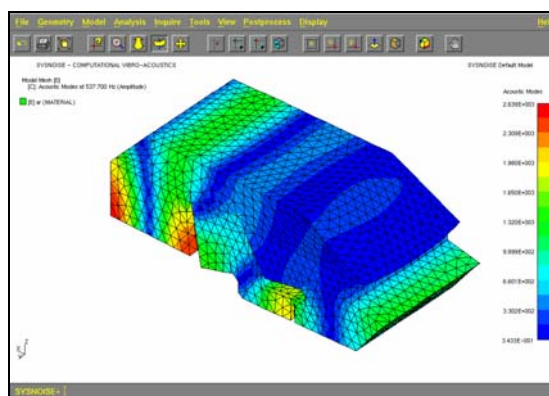


Figura 7.17: Modo Acústico da cavidade 3D com bancos em 537,7Hz.

7.3.4 – Conclusões Preliminares

Os resultados obtidos com os bancos do veículo simulados como contorno da cavidade demonstram a grande influência dos mesmos no campo acústico. Os modos que apresentam componentes longitudinais foram os mais afetados quando comparados aos da cavidade sem os bancos, tendo o primeiro e segundo longitudinais variado as frequências naturais 18,7 e 15,4%,

respectivamente. Esta variação pode ser explicada pela maior distância entre as regiões de máxima pressão sonora devido à barreira imposta ao caminho da onda acústica, conforme mostrado na figura 7.18. Este fato explica também o aparecimento do quarto modo longitudinal nesta análise, fato não verificado no estudo anterior. Os modos com componentes transversais não foram tão afetados pela presença dos bancos, tendo o primeiro modo transversal variado sua frequência apenas 1,0% em relação à da cavidade sem bancos. É perceptível também o surgimento de modos circunferenciais como o mostrado na figura 7.19, onde são verificadas duas regiões de máxima pressão praticamente na mesma posição, abaixo dos bancos dianteiros. Fica claro também que o espaço existente entre o banco e a longarina não permite a passagem total da onda sonora nas frequências analisadas, visto que existe grande pressão sonora na parte traseira da longarina e pressão menor à sua frente.

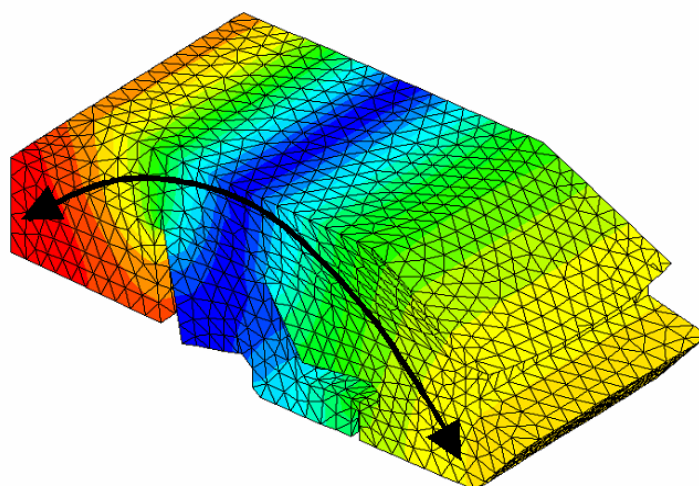


Figura 7.18: Caminho de formação da onda estacionária nos modos longitudinais.

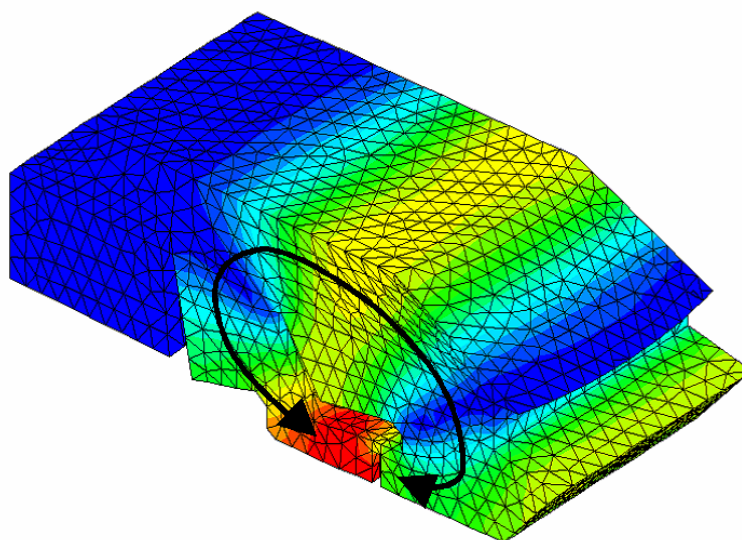


Figura 7.19: Formação de modos circunferenciais.

7.4 – Conclusões Finais

Ao final deste capítulo foi possível constatar a diferença significativa entre os resultados obtidos para as duas metodologias de representação dos bancos. Na primeira onde eles foram representados como os mais diversos fluidos, nenhuma variação considerável foi verificada nas frequências de ressonância e nas formas modais associadas. Mesmo tendo sido empregadas propriedades bastante diferentes como a densidade dez vezes superior a do ar e a do mercúrio. O fato mais relevante nesta análise foi o surgimento de modos acústicos dentro dos bancos, o que no caso real é pouco provável de acontecer devido à parte estrutural contida neles. Na figura 7.20 é apresentado um banco de aplicação veicular onde a estrutura interna pode ser observada.



Figura 7.20: Banco veicular típico.

No caso da representação dos bancos como contorno da cavidade, o campo acústico interno foi significativamente modificado, principalmente pelo surgimento de novas formas modais em relação à condição sem bancos. Isto demonstra que o caminho da onda estacionária foi bastante alterado pelas barreiras adicionadas.

No próximo capítulo é realizado um estudo experimental do campo acústico do carro. Os resultados aqui encontrados servirão para guiar o desenvolvimento da análise, que revelará também qual a melhor forma de simular numericamente os bancos do veículo.

Capítulo 8

Análise do Comportamento Acústico da Cavidade Veicular com Bancos

8.1 – Introdução

Neste capítulo será finalizado o estudo de caracterização da cavidade veicular iniciado no capítulo 4. Todas as análises anteriormente realizadas buscaram fornecer informações que ajudassem no desenvolvimento do trabalho aqui apresentado. Desde a primeira identificação de ressonâncias do modelo sem os bancos, realizada em elementos finitos, passando pelo estudo em laboratório de um modelo em escala reduzida, a confirmação de seus resultados experimentalmente e a posterior análise numérica com os bancos ajudaram na familiarização com o problema, além de desenvolver uma técnica de pesquisa.

Nos itens seguintes será mostrada a técnica utilizada na identificação dos modos acústicos, que neste caso difere um pouco da utilizada na condição sem os bancos, uma vez que o problema se mostra mais complexo do que o anterior. Ao final serão apresentados os resultados obtidos, além de uma comparação com o modelo numérico do capítulo anterior.

8.2 – Metodologia de Análise

A maior complexidade do problema aqui estudado refletiu em um refino da técnica de análise utilizada no caso do carro sem os bancos. Dois tipos de análise foram empregados, iniciando-se com a obtenção das FRF`s da cavidade em 27 pontos e identificação das ressonâncias, passando-se para a confirmação dos resultados com uso de excitação com frequências discretas e mapeamento de pressão sonora dentro da cabine.

8.3 – Instrumentação Utilizada

Em ambas as análises foi utilizada a mesma instrumentação empregada no item 6.2, mas com as FRF`s sendo feitas entre a pressão sonora e o sinal elétrico de saída do gerador de sinais. Não será aqui apresentada novamente a lista destes equipamentos.

8.4 – Análise via FRF`s da Cavidade

Conforme citado anteriormente, a maior complexidade do campo acústico da cavidade devido à presença dos bancos exigiu um aumento de número de pontos de medição. Foram ao total 27 pontos distribuídos em três planos de 9 pontos, conforme mostrado na figura 8.1. O posicionamento da fonte foi mantido

o mesmo do capítulo 6, ou seja, no assoalho sob o volante como forma de garantir a difusibilidade do campo acústico.

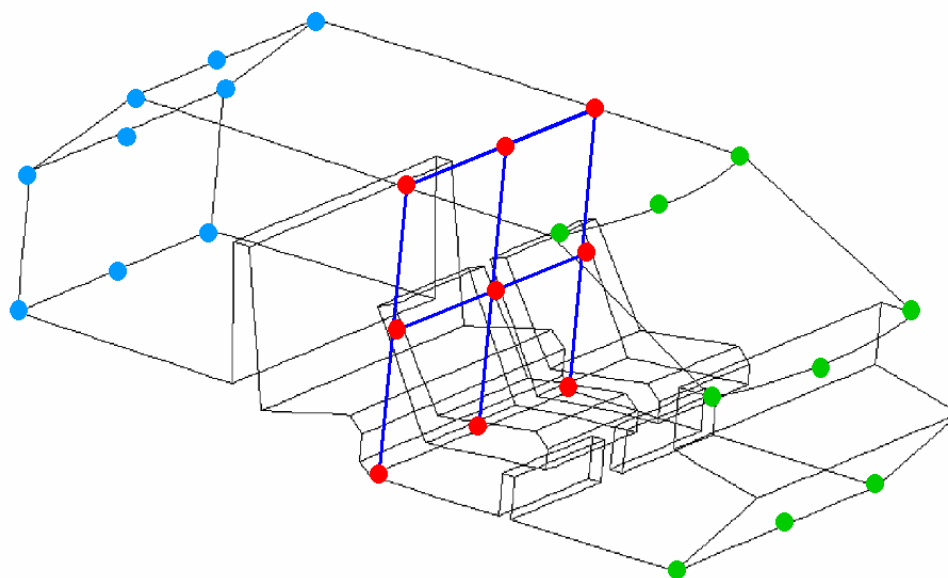


Figura 8.1: Pontos de aquisição das FRF's no veículo com bancos.

8.4.1 – Apresentação dos Resultados

Como forma de facilitar a análise dos resultados, as FRF's dos pontos medidos são apresentadas agrupadas em planos. Foram definidos seis planos principais, representando cortes transversais e longitudinais da carroceria. Os planos transversais são traseiro, central e dianteiro e os longitudinais são esquerdo, central e direito. Nas figuras 8.2, 8.3, 8.4, 8.5, 8.6 e 8.7 são apresentadas as FRF's dos planos em [Pa/V] como forma de maximizar as diferenças de amplitude, facilitando assim a análise.

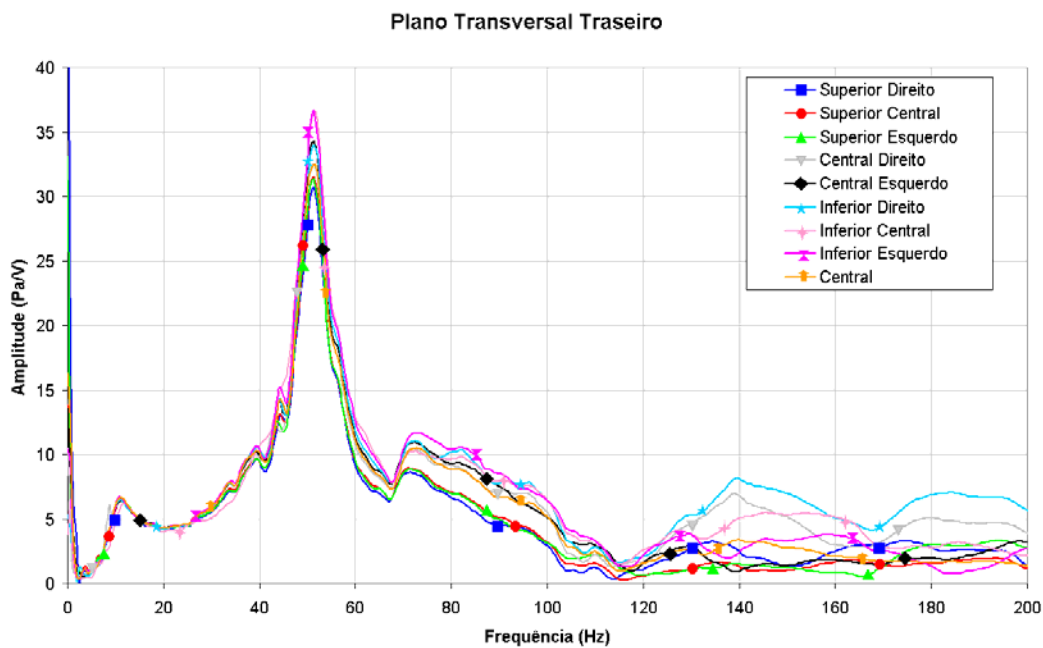


Figura 8.2: FRF's do plano de pontos transversal traseiro da cavidade com bancos.

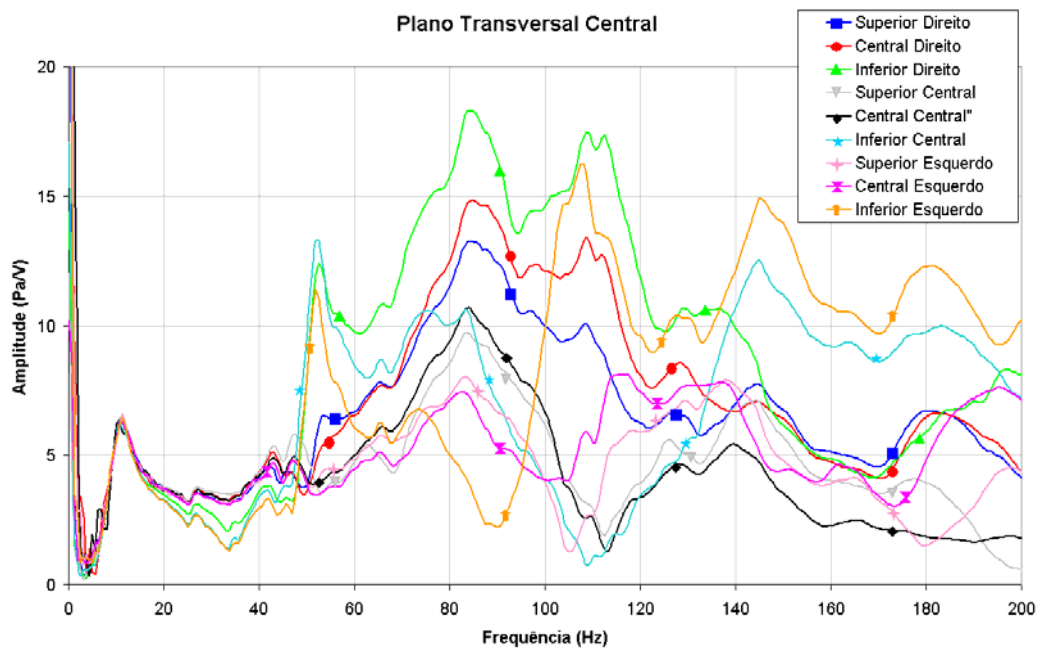


Figura 8.3: FRF's do plano de pontos transversal central da cavidade com bancos.

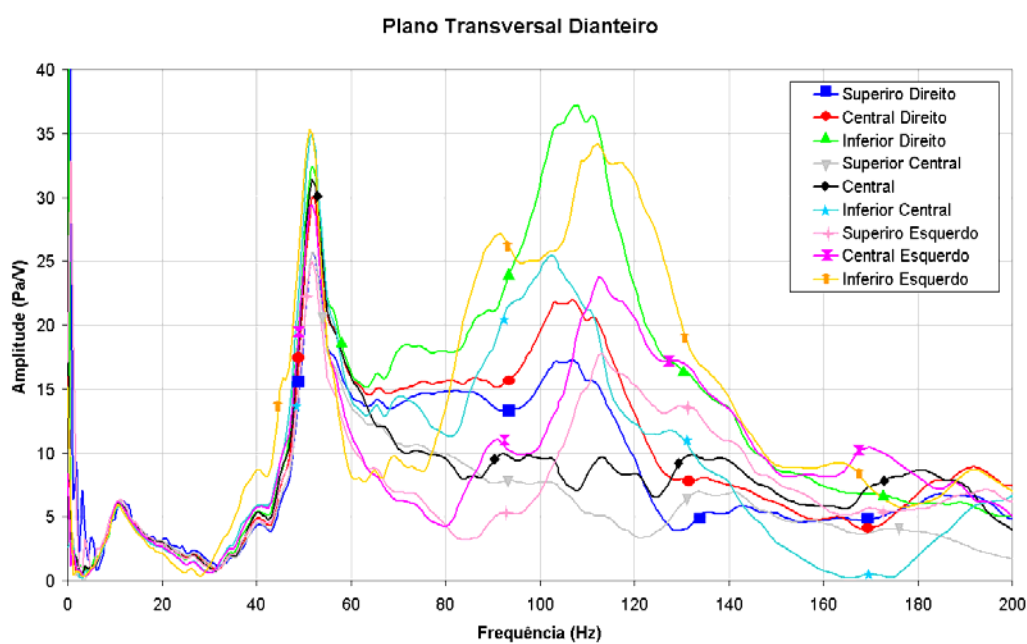


Figura 8.4: FRF's do plano de pontos transversal dianteiro da cavidade com bancos.

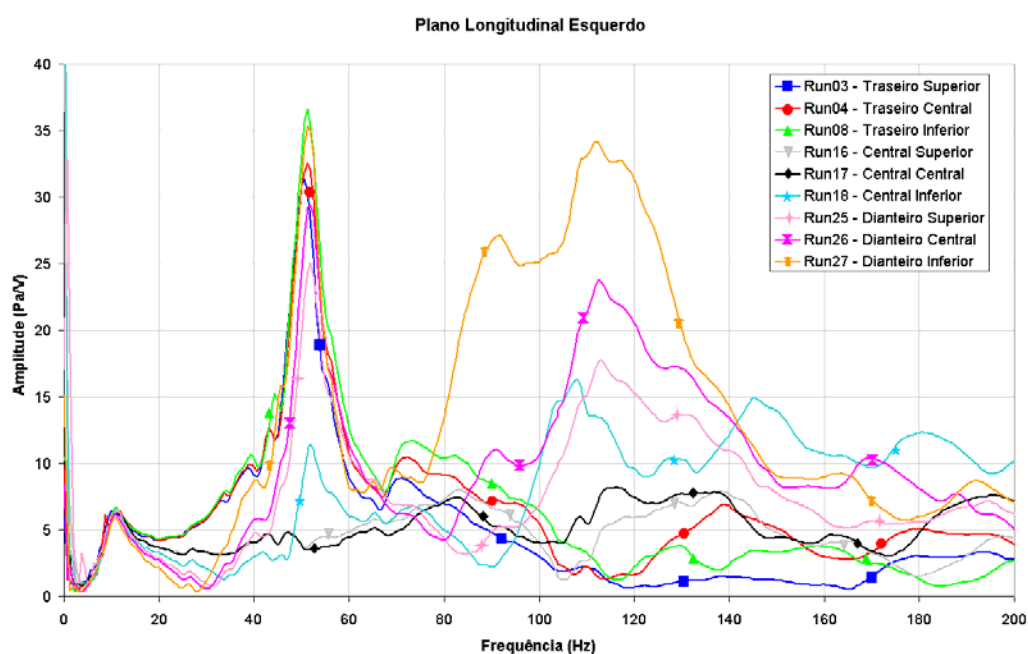


Figura 8.5: FRF's do plano de pontos longitudinal esquerdo da cavidade com bancos.

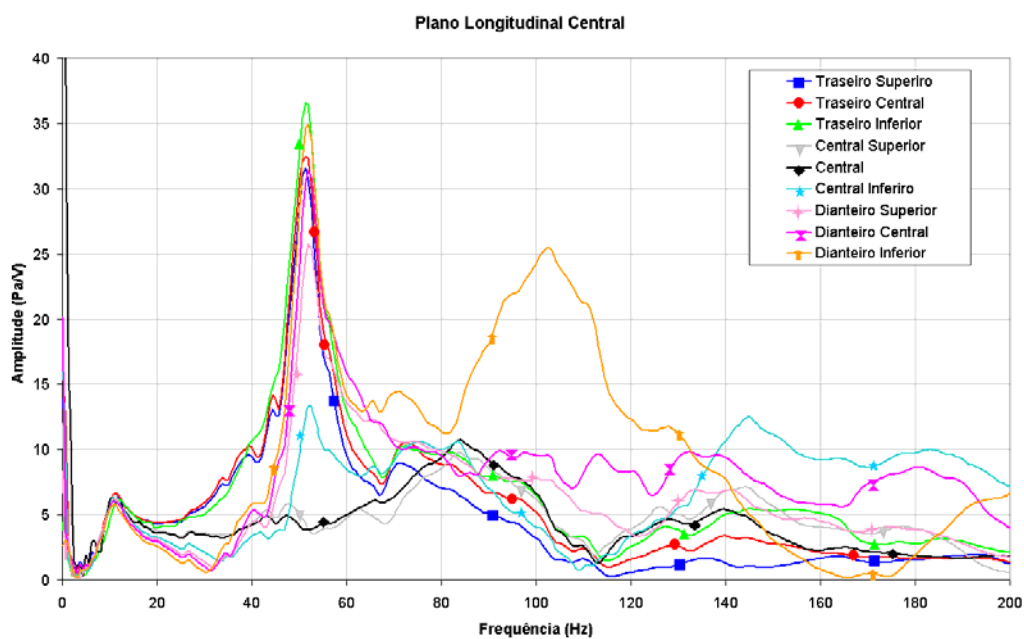


Figura 8.6: FRF's do plano de pontos longitudinal central da cavidade com bancos.

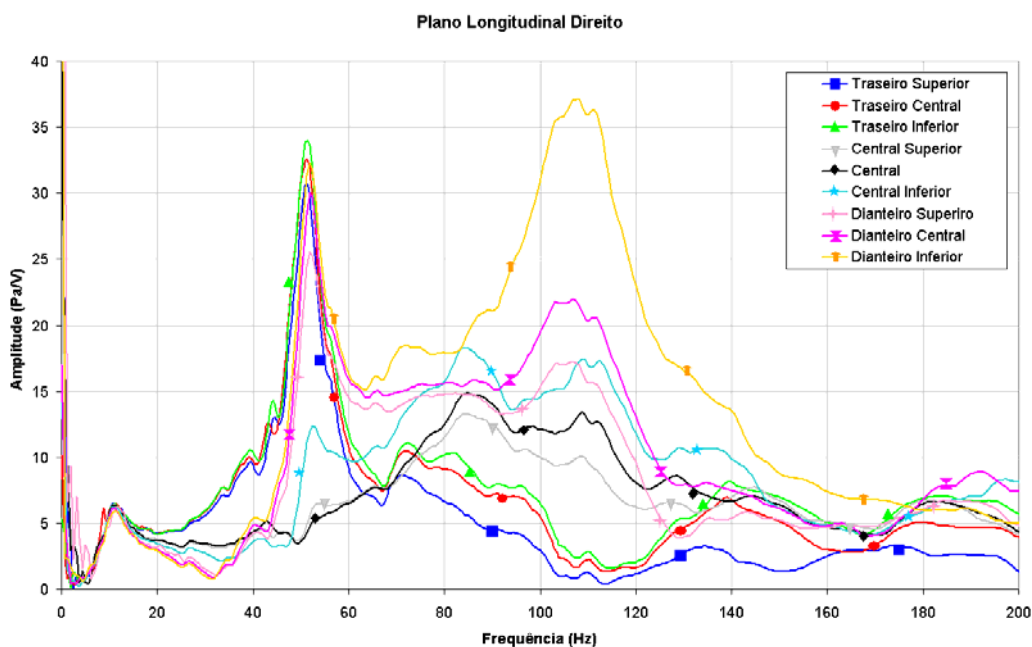


Figura 8.7: FRF's do plano de pontos longitudinal direito da cavidade com bancos.

8.4.2 – Metodologia de Análise

A identificação inicial dos modos foi feita através da comparação de amplitude das ressonâncias no diversos pontos. Modos puramente longitudinais foram avaliados através dos planos longitudinais e assim também os transversais. Modos com componentes em mais de uma direção necessitaram de análise em todos os planos.

De forma a não repetir informações referentes aos resultados obtidos, estes serão mostrados em forma de tabela no item 8.6, após a confirmação com o estudo de mapeamento de pressão acústica e excitação senoidal.

8.5 – Análise via Mapeamento de Pressão Acústica com Sinal Senoidal

A partir das análises feitas nos itens anteriores buscando identificar os modos acústicos, selecionaram-se algumas frequências para que fossem analisadas e os resultados confirmados via mapeamento de pressão sonora com sinal senoidal.

8.5.1 – Metodologia Utilizada

O mapeamento de pressões consiste em excitar a cavidade em estudo com sinal senoidal nas frequências relevantes e identificar regiões de máxima e

mínima amplitude acústica. Como o problema se mostra bastante complexo, decidiu-se medir 66 pontos distribuídos em toda a cavidade, como forma de garantir os resultados. O único modo em que não foi necessária esta quantidade de pontos foi o primeiro, pois se mostrou bastante evidente.

A excitação foi feita utilizando a mesma fonte dos ensaios do Capítulo 6 e a movimentação do microfone com o auxílio de uma pessoa dentro do carro. Idealmente, se utilizam métodos de movimentação automatizados como forma de minimizar o efeito do sistema de medição principalmente em altas frequências, todavia este não estava disponível para este trabalho. Em outra forma de estudo, o microfone é posicionado no ponto de medição, o operador se retira do carro, procede-se com a aquisição de dados para então reposicionar o sensor. Por se tratarem de muitos pontos de medição e também uma grande quantidade de frequências, este tipo de metodologia se tornaria inviável em termos de tempo.

Como forma de garantir os resultados obtidos, uma comparação entre as FRF's da cavidade obtidas com e sem a presença de uma pessoa são apresentadas no item seguinte.

8.5.1.1 – Avaliação da Sensibilidade do Campo Acústico em Função da Presença ou Não de uma Pessoa

As FRF's da cavidade com e sem a presença de uma pessoa estão mostradas na Figura 8.8.

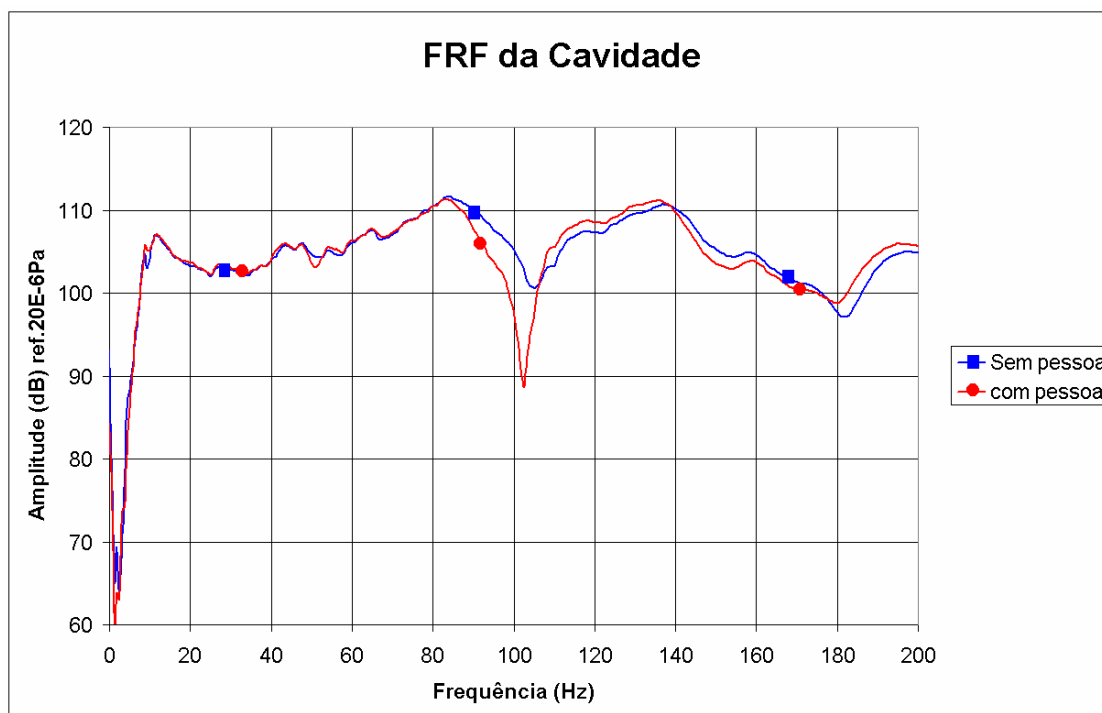


Figura 8.8: Sensibilidade do campo acústico em função da presença de uma pessoa.

A comparação demonstra a pouca influência da presença de uma pessoa dentro da cavidade na posição das frequências de ressonância na faixa em análise. Isto evidencia que o comprimento de onda da maior frequência em análise ainda é suficientemente grande não sofrendo influência. Além disso, foi tomado o cuidado de manter o operador sempre junto aos bancos durante as medições, tanto no traseiro como no dianteiro não alterando de forma significativa o caráter de barreira dos bancos. A definição das frequências a

serem estudadas com varredura de pressões com sinal senoidal foi definida a partir das FRF`s obtidas na cavidade sem a presença da pessoa.

8.5.1.2 – Definição dos Pontos de Medição

Como base nos resultados da simulação numérica apresentados no capítulo 7, definiram-se pontos de medição que pudessem servir de base para identificação das forma modais, principalmente as de mais altas freqüências, que se mostram mais complexas. Os pontos foram novamente distribuídos em planos, além da inclusão de locais onde as respostas numéricas indicaram presença de altas amplitudes sonoras na maioria das freqüências naturais, como no assoalho, à frente e atrás dos bancos dianteiros.

8.6 – Apresentação dos Resultados

Com base nas FRF`s obtidas não foi possível determinar com exatidão qual a forma modal associada a cada freqüência natural em alguns casos mais complicados. Além disso, as respostas apresentaram freqüências naturais muito próximas em algumas faixas de freqüência como entre 90 e 110Hz, o que dificulta sua identificação. Com isso, foram definidas algumas freqüências a serem posteriormente analisadas com o mapeamento e excitação com sinal senoidal para confirmação de resultados.

Notadamente, o primeiro modo longitudinal foi encontrado em 51,8Hz. Com isso, ressonâncias abaixo desta frequência foram descartadas como sendo acústicas. Selecionaram-se então as frequências de 65,6 , 71,2 , 83,8 , 91, 3 , 95,2 , 103,2, 109,4 , 112,5 , 118,2 , 128,7 , 138,1 , 145,6 , 162,5 , 170,6 , 177,5 , 182,5 , 191,9 e 197,5Hz para definição e confirmação dos resultados.

Foi preenchida, para cada frequência de ressonância em estudo, uma tabela relacionando a pressão sonora ao ponto onde foi obtida. De posse da tabela, do diagrama de posicionamento dos pontos e das figuras ilustrativas dos modos em elementos finitos, foram identificados os mesmos. Os resultados estão mostrados na tabela 8.1, sendo comparados ao resultado numérico já corrigido pelo fator de escala com a diferença entre eles e a descrição dos modos.

Tabela 8.1: Comparação entre frequências naturais experimentais e numéricas para a cavidade com bancos.

Frequência Natural do Veículo com Bancos (Hz)	Frequência Natural Numérica Corrigida (Hz)	Diferença (%)	Descrição da Forma Modal
51,8	49,1	5,5	1º Modo Longitudinal
91,3	96,3	-5,2	2º Modo Longitudinal
128,7	127,9	0,6	1º Modo Transversal
145,6	137,3	6,0	1º Modo Longitudinal e 1º Transversal

138,1	140,1	-1,4	---
162,7	157,4	3,4	2º Modo Longitudinal e 1º Transversal
177,5	164,7	7,8	3º Modo Longitudinal
182,5	180,5	1,1	---
191,9	199,1	-3,6	4º Longitudinal

Comparando-se os resultados numéricos com os experimentais, é possível perceber a pequena diferença entre ambos, tendo a média da diferença ficado em 3,9%.

Como forma de ilustrar os resultados obtidos com a varredura com excitação senoidal, a pressão sonora de alguns pontos é mostrada de forma esquemática nas figuras 8.9, 8.10, 8.11 e 8.12. Todavia somente alguns pontos foram mostrados, a fim de não prejudicar o entendimento das figuras. É também adicionada a figura equivalente do modo obtida em elementos finitos, para auxiliar na sua compreensão.

- Primeiro Modo Longitudinal – 51,8Hz

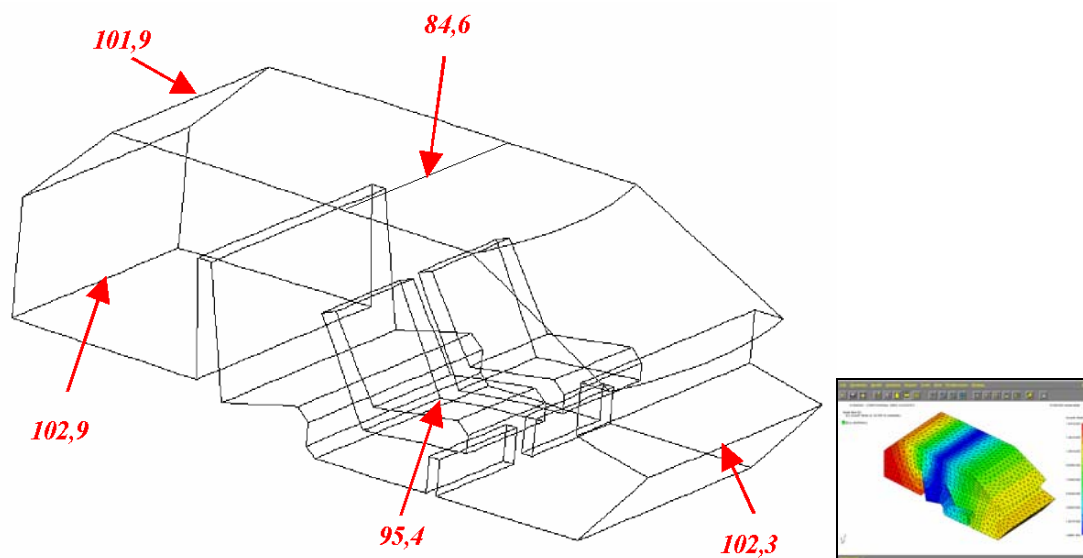


Figura 8.9: Mapa de pressão sonora da cavidade com bancos em “dB” para 51,8Hz.

- Primeiro Modo Transversal – 127,9Hz

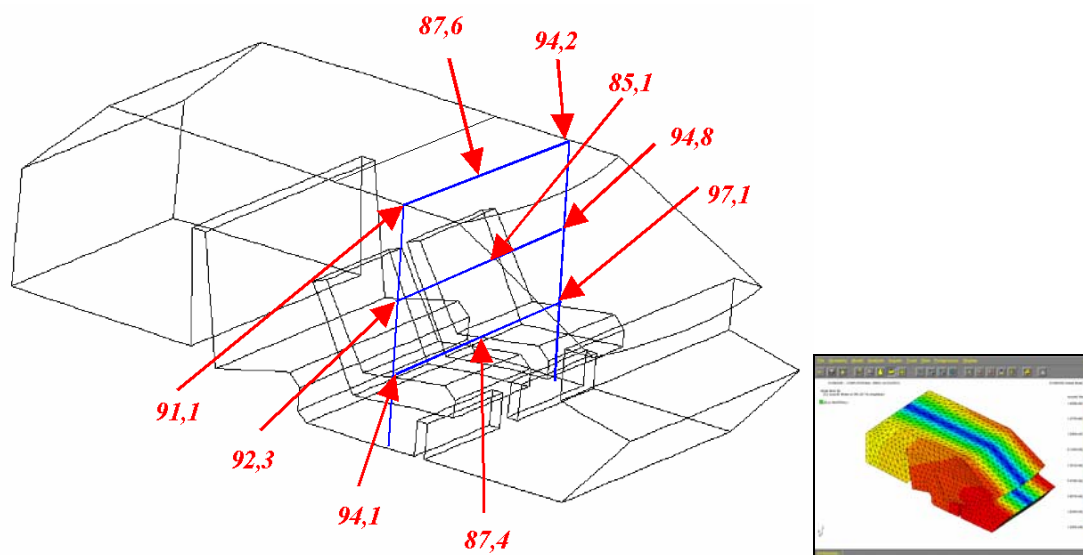


Figura 8.10: Mapa de pressão sonora da cavidade 3D com bancos em “dB” para 127,8Hz.

- Modo Acústico de 138,1Hz

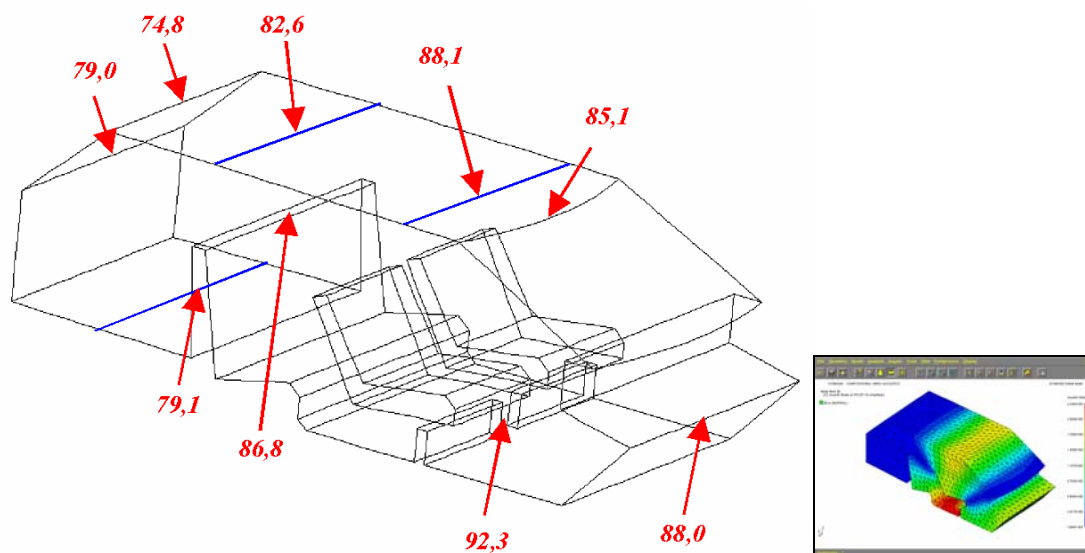


Figura 8.11: Mapa de pressão da cavidade 3D com bancos em “dB” para 138,1Hz.

- Quarto Modo Longitudinal – 191,9Hz

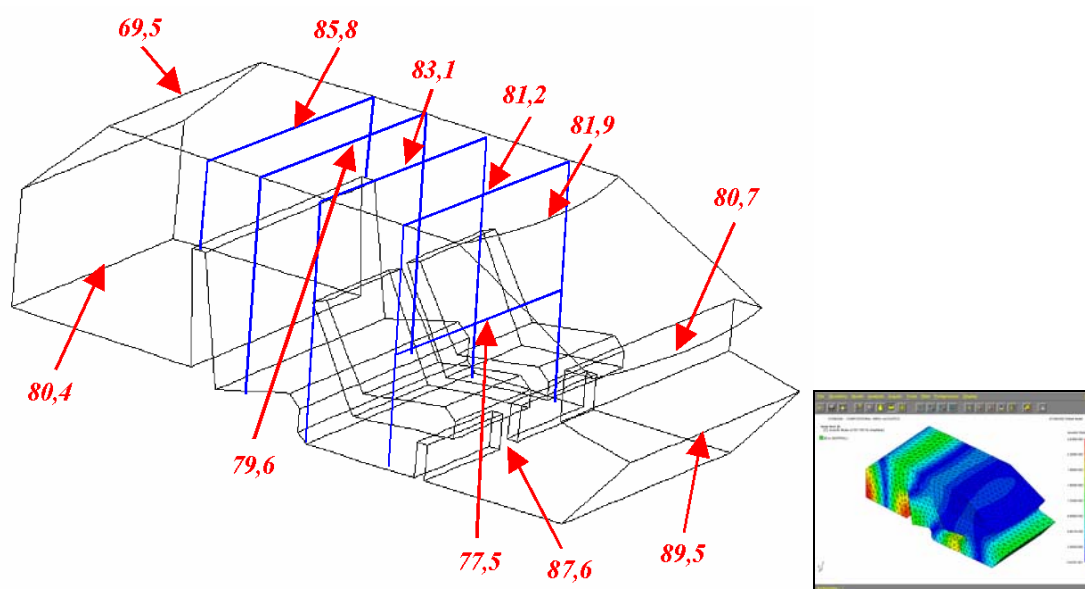


Figura 8.12: Mapa de pressão da cavidade 3D com bancos em “dB” para 191,9Hz.

8.7 – Conclusões Finais

Com os resultados apresentados neste capítulo encerra-se o estudo do comportamento acústico da cavidade veicular. Os dados aqui coletados servirão de base para identificação da sensibilidade do campo acústico à vibração proveniente do semi eixo homocinético.

Ficou bastante evidente a variação do campo acústico com a presença de bancos em relação ao sistema sem eles. Com isso se conclui também que a metodologia de simulação dos mesmos como contorno da cavidade apresenta melhor relação do que quando são representados como fluido. Fica evidente que os bancos funcionam como barreiras que impedem a passagem da onda acústica e não apenas como outro meio capaz de ser por ela transposto.

Outro fato verificado é que mesmo não sendo adotada impedância tanto para os bancos quando para as partes cobertas por carpete, os resultados obtidos foram satisfatórios. Fica claro que a frequência máxima de trabalho, 200Hz, apresenta um comprimento de onda grande o suficiente para não sofrer influência significativa desta variação de condição de contorno. Caso se trabalhasse com faixas de frequências mais altas, provavelmente este refino do modelo numérico se fizesse necessário.

Capítulo 9

Análise da Excitação do Campo Acústico pelo Semi-Eixo Homocinético

9.1 - Introdução

Após o trabalho desenvolvido nos capítulos anteriores, já se tem suficiente conhecimento sobre o comportamento acústico interno da cabine do veículo. Neste capítulo busca-se avaliar como este campo acústico pode ser afetado pelo comportamento vibratório do semi-eixo homocinético. Esta análise dá-se através do uso da metodologia de “Análise de Caminho de Transmissão” que busca relacionar um fenômeno de resposta, acústico ou vibratório, em função de outro fenômeno, de excitação. Em geral é utilizado como excitação o espectro de força em algum ponto do carro e de resposta o espectro acústico ou vibratório dentro da cabine.

Como os pontos de excitação e respostas são distintos, a metodologia quantifica a influência do caminho percorrido pela vibração e/ou ruído através do caminho, estrutural ou fluido, existente entre eles.

9.2 – Definição do Ponto de Excitação

A definição do ponto de excitação da estrutura é determinada pelos pontos de conexão do componente que se deseja estudar a influência. Neste caso o componente é retirado e a vibração que ele transmite à estrutura é substituída por uma excitação controlada. Em geral esta é quantificada através do espectro de força, podendo ser utilizado também o espectro de aceleração, velocidade ou deslocamento.

No caso deste trabalho, se deseja avaliar a sensibilidade do campo acústico em função da vibração do semi eixo homocinético. Este é o responsável pela transferência de torque entre o conjunto motor, caixa e diferencial e as rodas. É conectado à saída do diferencial em um dos lados e ao cubo de roda da suspensão no outro, conforme mostrado na figura 9.1.

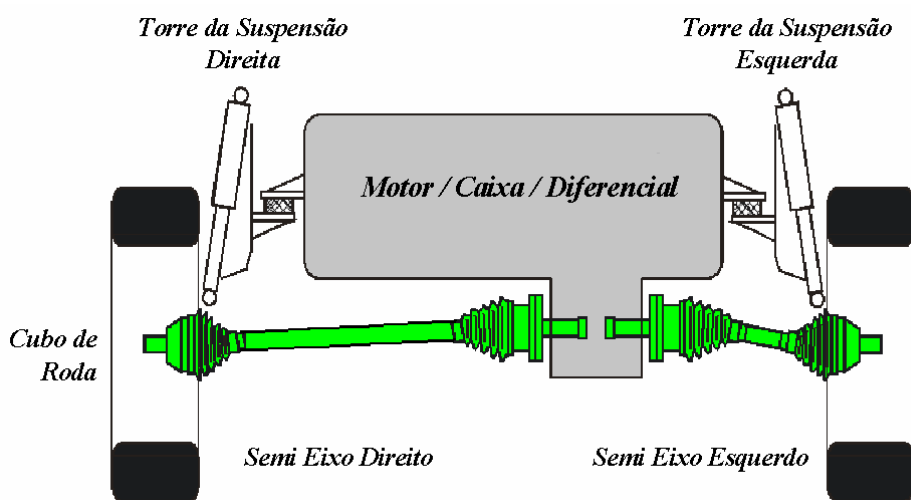


Figura 9.1: Configuração esquemática do veículo em estudo (vista frontal).

9.3 - Montagem do Experimento

Neste experimento busca-se relacionar a excitação inserida na suspensão do carro com o ruído dentro da cabine do mesmo. Para isso é fundamental que o carro esteja montado na condição real de uso. Apesar de ser mais fácil realizar o experimento com o veículo suspenso por macacos, sem a roda e com a suspensão no ar, buscou-se evitar esta configuração, para garantir a coerência entre os resultados obtidos no teste com a realidade. Quando a suspensão não está suportando a massa do carro, a mola não está deformada, tendo sua rigidez alterada. Além disso, o amortecedor não está na sua posição de trabalho e a rigidez do pneu também é afetada.

9.3.1 – Definição do Ponto de Excitação

A excitação da suspensão deve ser inserida no mesmo ponto onde é conectado o semi-eixo. Todavia o mesmo não deve estar presente para que seu comportamento vibratório não influencie o restante do sistema. Desta forma o semi-eixo foi retirado e no cubo de roda foi montada apenas uma ponta de eixo onde é colocada a excitação conforme mostrado nas figuras 9.2 e 9.3.

Outra opção considerada foi a montagem do “shaker” no lado interno da suspensão. Todavia, a geometria da mesma impossibilita o posicionamento do equipamento de forma que a haste de ligação à suspensão fique em posição

vertical conforme desejado. Neste caso a presença da balança da suspensão impediria o trajeto entre a ponta de eixo e o excitador.



Figura 9.2: Ponta de Eixo utilizada no teste.



Figura 9.3: Suspensão dianteira direita com a ponta de eixo.

9.3.2 – Montagem do Sistema Excitador

O primeiro passo para definição da conexão do sistema excitador foi a forma de ligação do mesmo à ponta de eixo. Como a direção de excitação deveria ser vertical, foi fabricada uma porca para substituir a original da ponta de eixo e nesta usinada uma rosca radialmente. Nesta rosca foi colocada a célula de força de forma que a mesma ficasse orientada para baixo. Nela seria conectada uma haste para ligação ao “shaker”.

Todavia, caso o carro fosse mantido no chão, o “shaker” deveria ser montado ao lado do pneu. Devido ao diâmetro da mesa excitadora, o centro, onde é conectada a haste da célula de força, ficaria muito afastado da roda o que poderia induzir um momento à suspensão, conforme mostrado na figura 9.4, e não um movimento vertical conforme o esperado.

Para solucionar este problema, o carro foi posicionado sobre cavaletes de madeira que permitiram a colocação do “shaker” sob a roda. Com isso pode-se manter o seu centro, onde está a mesa móvel, em uma posição que minimize o momento citado acima na suspensão, conforme figura 9.5.

Uma das extremidades da haste é rosqueada na mesa móvel do excitador e a outra na célula de força. A célula é então ligada à ponta de eixo através da porca especialmente usinada para este fim.

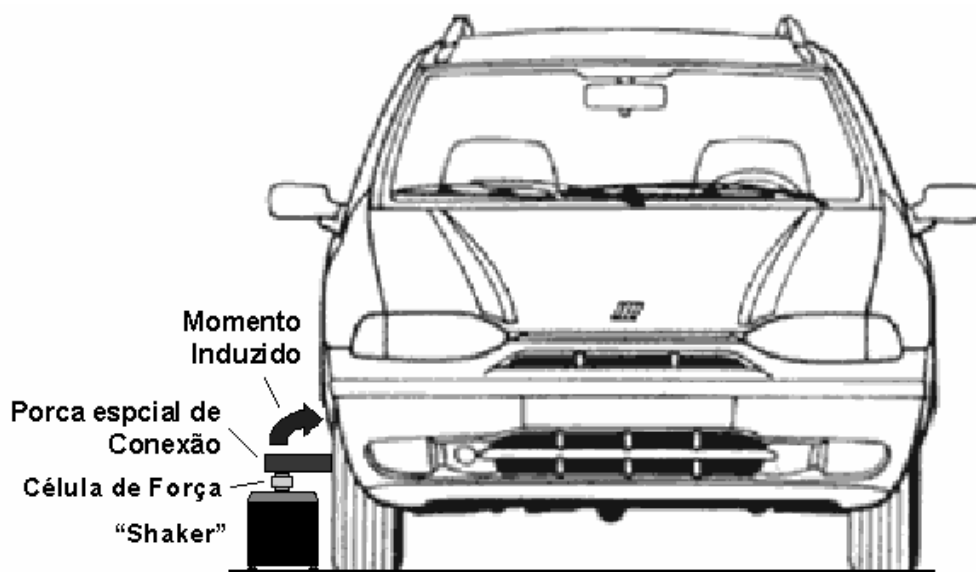


Figura 9.4: Montagem do "shaker" ao lado da roda.

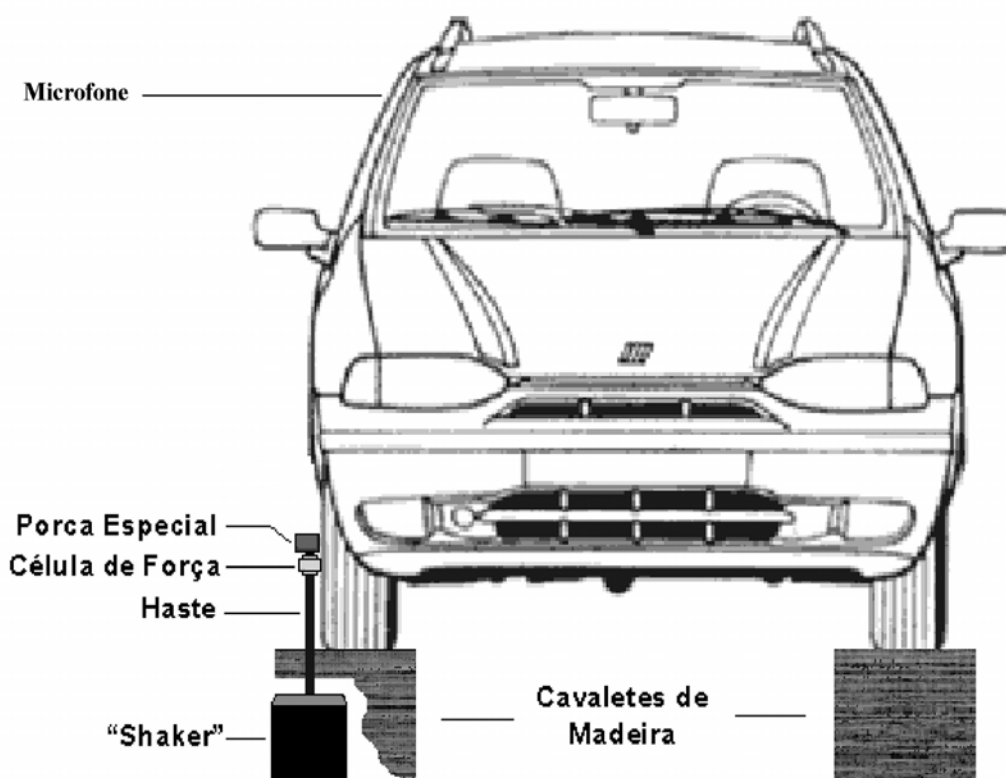


Figura 9.5: Montagem do "shaker" sob a roda.

Esta é mais comprida que a original e possui uma rosca para ligação da célula, conforme figura 9.6.



Figura 9.6: Posicionamento do "shaker" (vista lateral).

9.3.3 – Instrumentação Utilizada

Para realização deste análise, fez-se uso dos seguintes equipamentos:

- "Shaker" Brüel & Kjaer 4809;
- Célula de Força Brüel & Kjaer 8200;

- Computador Portátil com Analisador de Sinais Data Physics ACE de 2 canais;
- Acelerômetro PCB ICP 352C18;
- Microfone G.R.A.S ICP 40AE;
- Pré-Amplificador para Microfones G.R.A.S 26CA;
- Amplificador de Sinal Brüel & Kjaer 2706;
- Haste de conexão entre “Shaker” e Célula de Força;
- Porca Especial para Ponta de Eixo;
- Cavaletes de Madeira.

A montagem final do experimento está apresentada esquematicamente na figura 9.7.

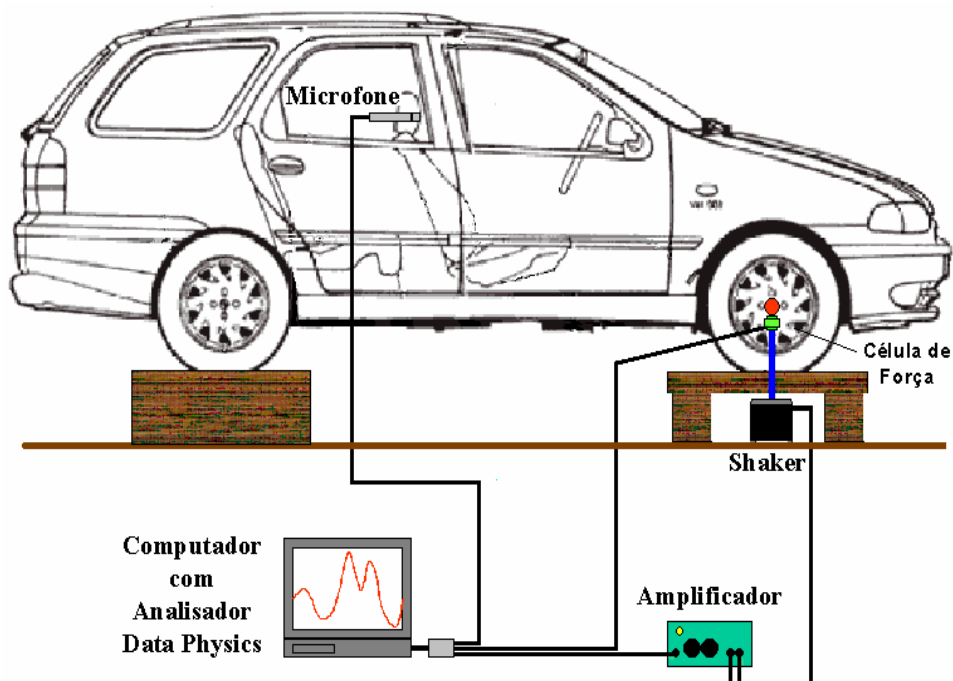


Figura 9.7: Montagem esquemática do experimento.

9.3 – Obtenção da Curva de Sensibilidade do Caminho

A curva de sensibilidade nada mais é que a função transferência entre o ponto de excitação e o de resposta. Visto que a estrutura pode sofrer influência em função do tipo e do nível de excitação alterando o resultado, decidiu-se avaliar a resposta da mesma alterando-se estes dois parâmetros.

9.3.1 – Avaliação da Influência do Tipo de Sinal de Excitação

A resposta do sistema em função de dois tipos de sinais foi avaliada. Definiram-se as excitações do tipo aleatória e pseudo-aleatória, sendo mantido o mesmo nível de excitação. Os resultados, bem como as funções coerência, estão mostrados nas figuras 9.8 e 9.9:

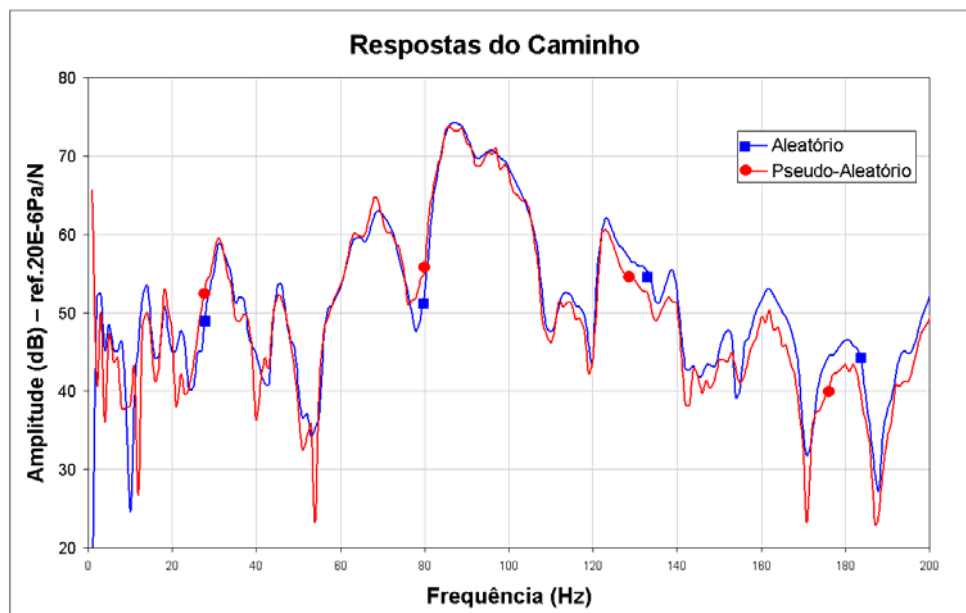


Figura 9.8: FRF's do sistema em função de dois tipos de excitação

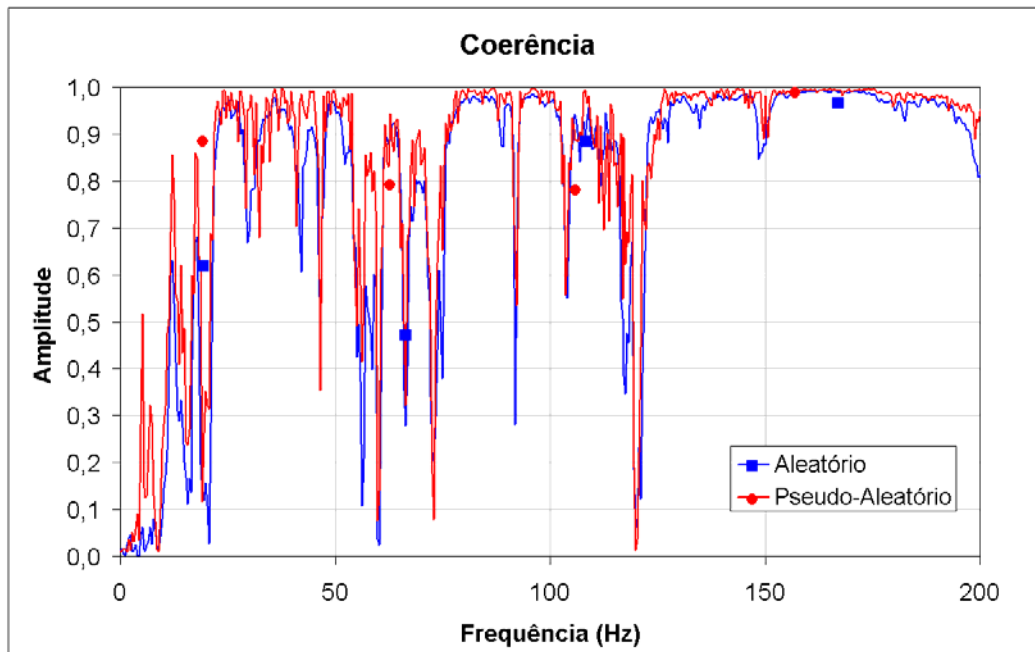


Figura 9.9: Coerência das medições com diferentes tipos de sinal de excitação.

É perceptível que o sinal do tipo pseudo-aleatório consegue excitar melhor as ressonâncias do sistema. Quando utilizado o sinal do tipo aleatório, a definição dos picos não é tão clara, dificultando a sua identificação. Além disso, a função coerência se apresenta mais próxima da unidade em todo o espectro no caso do sinal pseudo-aleatório, sendo este utilizado nas próximas medições. As FRF's apresentadas referem-se ao microfone posicionado à esquerda do local onde estaria a cabeça do motorista.

9.3.2 – Avaliação da Influência do Nível de Excitação

Outro parâmetro importante na obtenção da resposta de qualquer sistema é o nível de excitação utilizado. Este deve fornecer energia suficiente para que todos os modos sejam excitados de forma adequada. Caso isso não ocorra, corre-se o risco de não evidenciar alguma frequência de ressonância no resultado da análise. Como o tipo de sinal já havia sido previamente definido, variou-se a tensão de saída do gerador de sinais, mantendo o ganho do amplificador no nível máximo. Os valores utilizados foram de 0,2 , 0,4 , 0,6 e 0,8V sendo os resultados apresentados na figura 9.10. As funções coerência para os níveis de excitação de 0,2 e 0,8V estão mostradas na figura 9.11.

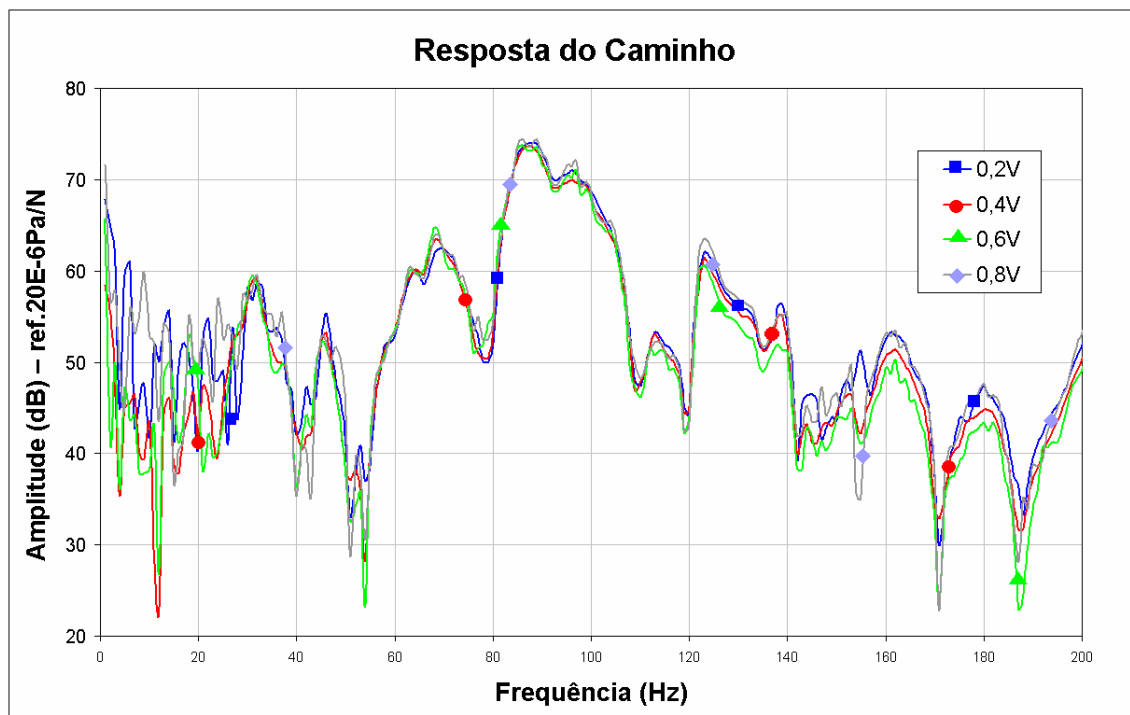


Figura 9.10: FRF's do sistema em função do nível de excitação.

A figura 9.11 apresenta a coerência da medição para os níveis de excitação de 0,2 e 0,8V:

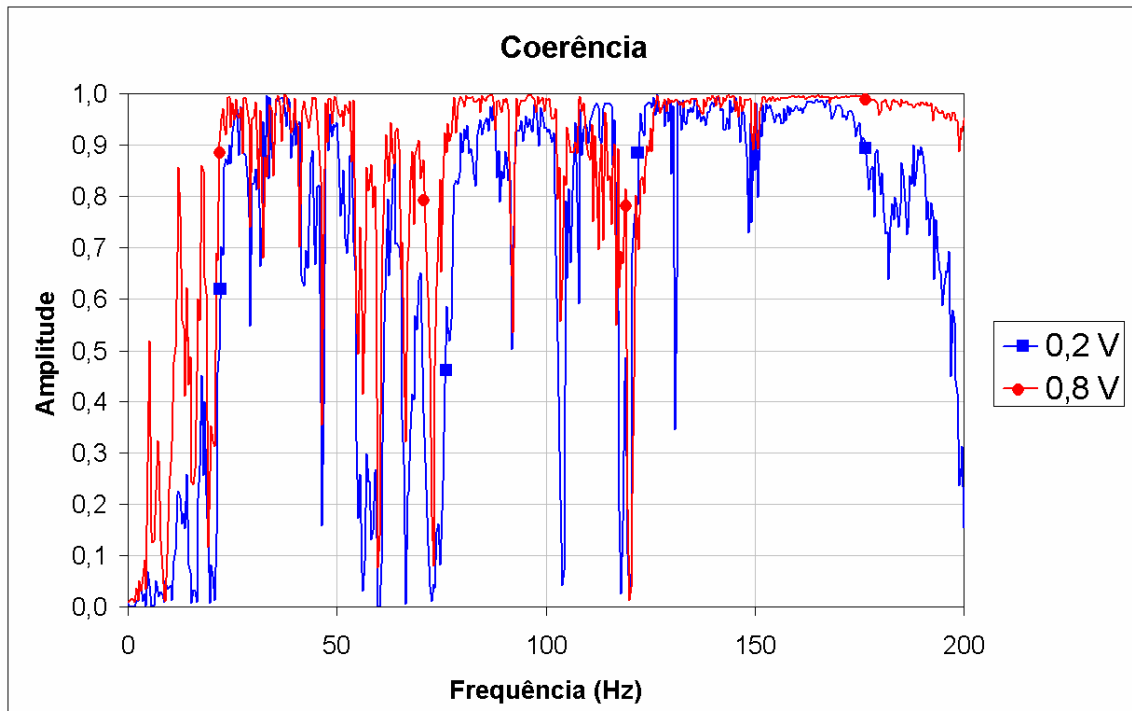


Figura 9.11: Coerência das medições com nível de 0,2 e 0,8V de saída do gerador.

Com base nos resultados, conclui-se que o sistema é dependente do nível de excitação, sendo as frequências naturais melhor evidenciadas com o 0,8V de tensão de saída do gerador. Esta constatação também pode ser feita através das funções de coerência, onde a relacionada à medição com 0,8V se apresentou mais próxima à unidade na maior parte do espectro. Neste caso foi adotado este nível de tensão como padrão para as próximas análises. As FRF's aqui apresentadas referem-se ao microfone posicionado à esquerda do local onde estaria a cabeça do motorista.

9.3.3 – Identificação das Frequências de Ressonâncias Acústicas Excitadas Pela Vibração na Suspensão

O próximo passo na análise da sensibilidade vibro-acústica do caminho de transmissão é a identificação das frequências de ressonâncias acústicas que foram excitadas pela vibração no cubo de roda. Este trabalho é baseado nos resultados obtidos nos capítulos 7 e 8, onde o estudo da resposta da cabine a uma fonte de excitação puramente acústica, bem como sua comparação com os resultados do modelo em elementos finitos, localizou as ressonâncias da cavidade no espectro.

Como forma de visualizar a percepção do ouvido humano ao espectro da resposta, este é apresentado na escala “dB(A)” e não sem esta ponderação, como os anteriores. Os modos que foram identificados como acústicos estão marcados por uma seta; os demais são modos estruturais. A curva apresentada refere-se ao microfone à esquerda da posição onde estaria a cabeça do motorista.

9.3.4 – Conclusões Preliminares

Com base na identificação feita no item anterior, é perceptível que todos os oito modos acústicos da cavidade foram excitados pela vibração proveniente da suspensão. Outra observação interessante é que o primeiro modo longitudinal, que se mostrou bastante pronunciado na avaliação puramente acústica da

cavidade se mostrou inexpressivo quando relacionado à vibração da suspensão. Isto evidencia que o caminho é pouco sensível nesta faixa de frequências, não causando problemas no interior do carro. Além disso, a escala de ponderação “A” diminui bastante o nível sonoro nesta faixa do espectro, diminuindo a sua importância e a medição foi feita em um ponto baixa pressão sonora.

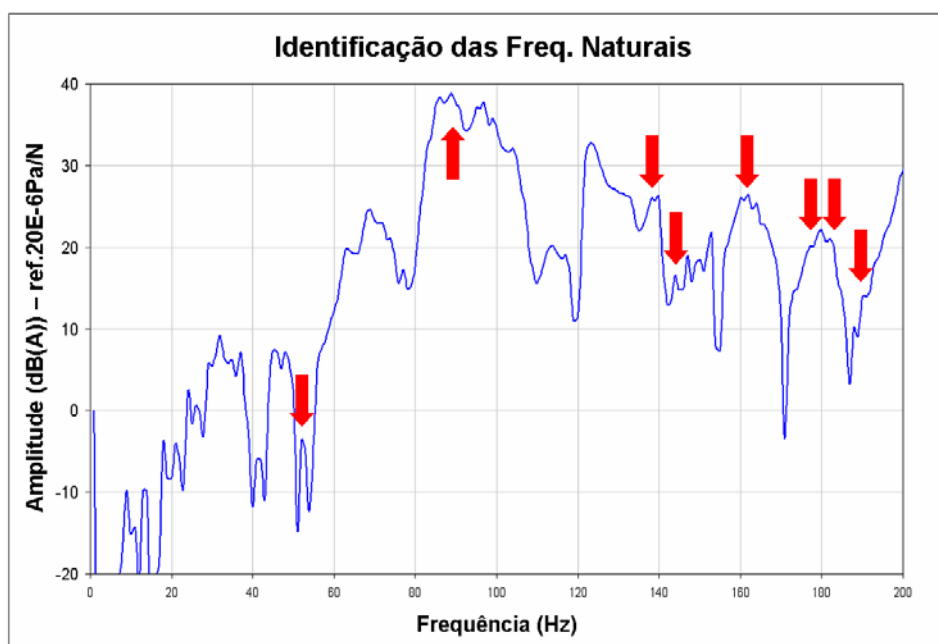


Figura 9.12: Identificação dos modos acústicos na curva de sensibilidade.

9.4 – Avaliação da Influência da Variação da Frequência de Ressonância do Semi Eixo no Campo Acústico

Após a identificação da sensibilidade do caminho, passou-se para verificação da influência da frequência de ressonância do semi-eixo no campo

acústico. Este tipo de informação é de fundamental importância na fase de desenvolvimento da peça, no que diz respeito principalmente ao perfil do eixo. Em geral esta peça apresenta frequências de ressonância dentro da faixa de trabalho da segunda ordem do motor, ou seja, 30 a 200Hz, sendo excitadas pela mesma. O modo excitado neste caso é o primeiro de flexão e depende diretamente das características construtivas da peça.

Nesta análise, busca-se saber se a variação desta frequência natural entre um ponto de alta ou baixa sensibilidade do caminho traria variações significativas no ruído percebido dentro do carro.

9.4.1 – Método de Variação da Frequência Natural do Eixo

Buscando-se sintonizar o primeiro modo de flexão do eixo às frequências de pouca e muita sensibilidade do caminho, foi necessário desenvolver um método para alterar a posição desta ressonância da peça. Como foi utilizada a original do veículo, qualquer alteração de geometria se tornaria impraticável, visto que se teria de fazer praticamente outra peça. Utilizou-se então a adição de massa como recurso para reduzir a frequência natural até os valores desejados, não sendo possível aumentar o valor original.

Para adicionar massa, foram usinados cilindros de aço de vários tamanhos diferentes como forma de alterar gradativamente a resposta do eixo, mostrados na

figura 9.13. A fixação dos cilindros ao eixo foi feita através de um dispositivo bipartido parafusado ao centro do mesmo. Este apresenta uma rosca onde as massas podem ser parafusadas conforme mostrado na figura 9.14. A forma de fixação das massa está mostrado esquematicamente na figura 9.15.



Figura 9.13: Cilindros para adição de massa do eixo.



Figura 9.14: Dispositivo para fixação dos cilindros ao eixo.

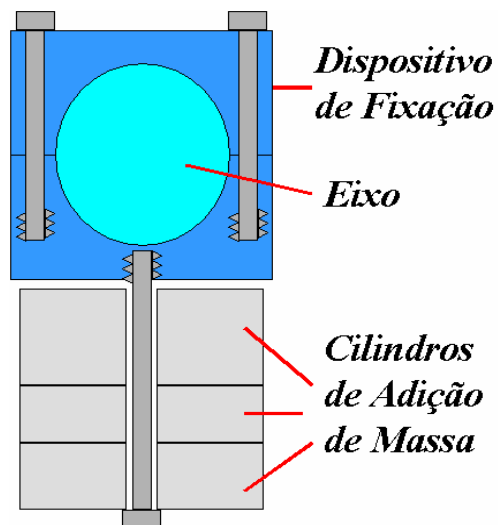


Figura 9.15: Esquema de adição de massa ao eixo.

Visto que se deseja alterar o primeiro modo de flexão, a posição de fixação foi definida como sendo no centro do eixo, local de maiores amplitudes de deformação desta forma modal. Com isso obtém-se a melhor relação entre a variação de frequência em função da massa adicionada.

9.4.2 – Identificação e Alteração da Frequência Natural do Eixo

Para que se pudesse determinar quais as frequências da curva de sensibilidade se buscava excitar, foi necessário conhecer a frequência de ressonância do eixo, uma vez que esta seria a maior possível. Em função disso, montou-se um experimento para obtenção da FRF no carro, ou seja, em sua condição de uso.

9.4.2.1 – Instrumentação Utilizada e Montagem do Experimento

Neste experimento foi utilizada a mesma instrumentação listada no item 9.3.3, mas sem o uso do microfone e da porca especial da ponta de eixo. Conforme [19], a obtenção da resposta do eixo não pode ser feita sem a aplicação de torque à transmissão. Este é responsável pela eliminação de folgas do sistema que podem prejudicar a qualidade da medição. Foi então montado um sistema em que o veículo ficasse posicionado sobre rampas, sendo mantido sobre as mesmas devido à ação do motor. Isto é conseguido deixando alguma marcha da caixa de câmbio selecionada fazendo com que a compressão dos cilindros do propulsor garanta força contrária ao movimento. A figura 9.16 apresenta esquematicamente a condição de montagem do experimento.

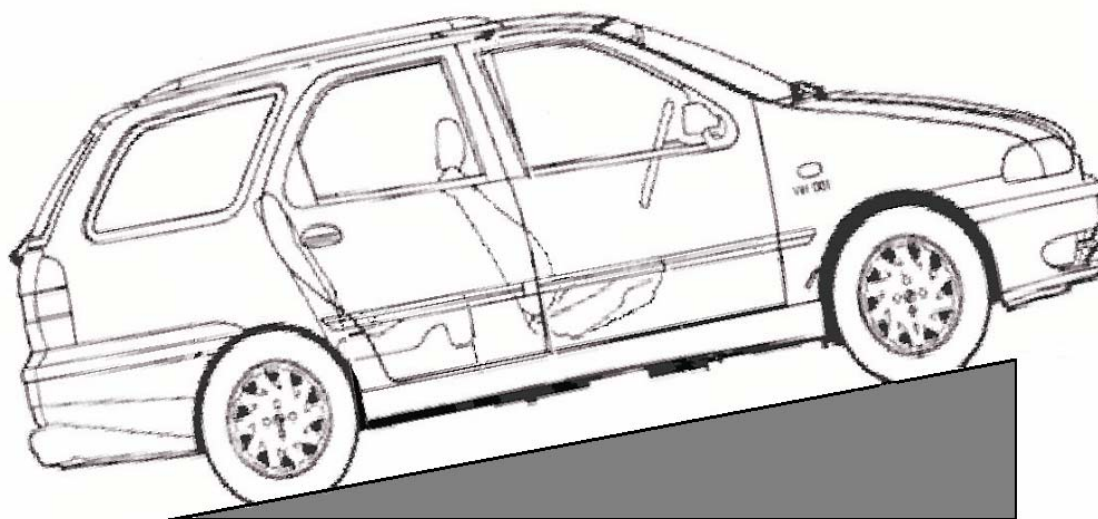


Figura 9.16: Montagem esquemática do carro na rampa.

O passo seguinte foi a montagem do sistema de excitação ao eixo. Este deveria ser conectado a uma região central, próximo ao local de adição das massas. Foi então fabricado um dispositivo semelhante ao empregado na fixação dos cilindros, sendo que no lugar dos mesmos foi montada a célula de força e a haste de conexão ao “shaker”. Para a aquisição da resposta do sistema, o acelerômetro foi montado em posição diametralmente oposta à célula de força sobre o dispositivo de conexão. Como o eixo e o dispositivo foram rigidamente fixados e alguma possível ressonância deste acessório estaria em uma faixa bastante acima da que se estava em estudo, considerou-se que não haveria problema em não montar o acelerômetro diretamente sobre o eixo. A montagem do sistema de medição está mostrada na figura 9.17.

9.4.2.2 – Resultado Obtido

Devido à simplicidade geométrica da peça em análise, a identificação de sua primeira frequência natural foi feita apenas através de uma FRF. Caso se tratasse de uma estrutura mais refinada, uma análise modal completa poderia ser necessária. A FRF está mostrada na figura 9.17.

O primeiro modo de flexão do eixo foi encontrado em 103,4Hz. Além disso, foram identificadas frequências naturais em 92,6 e 85,2Hz, que não têm relação com a peça em estudo.

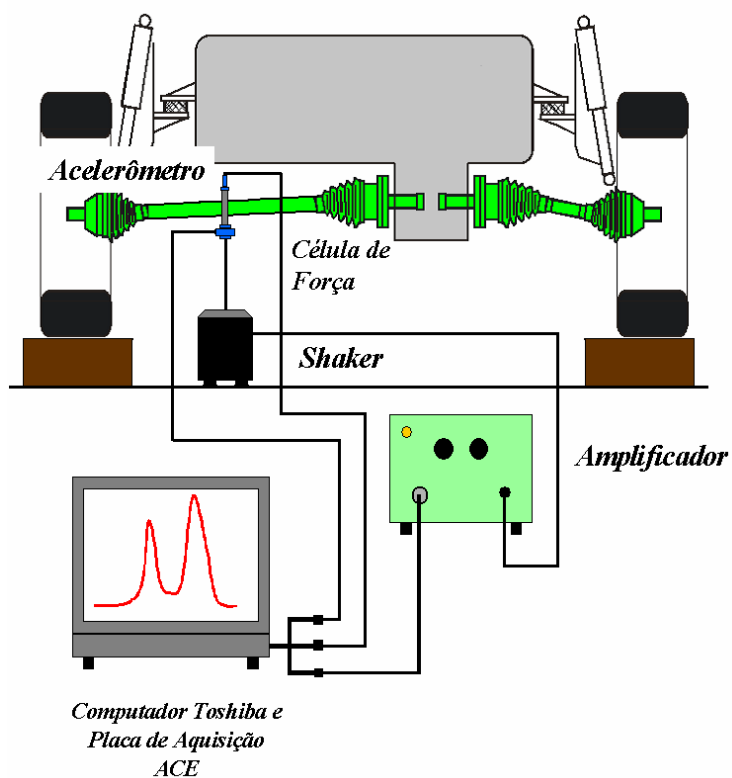


Figura 9.17: Montagem do sistema de medição.

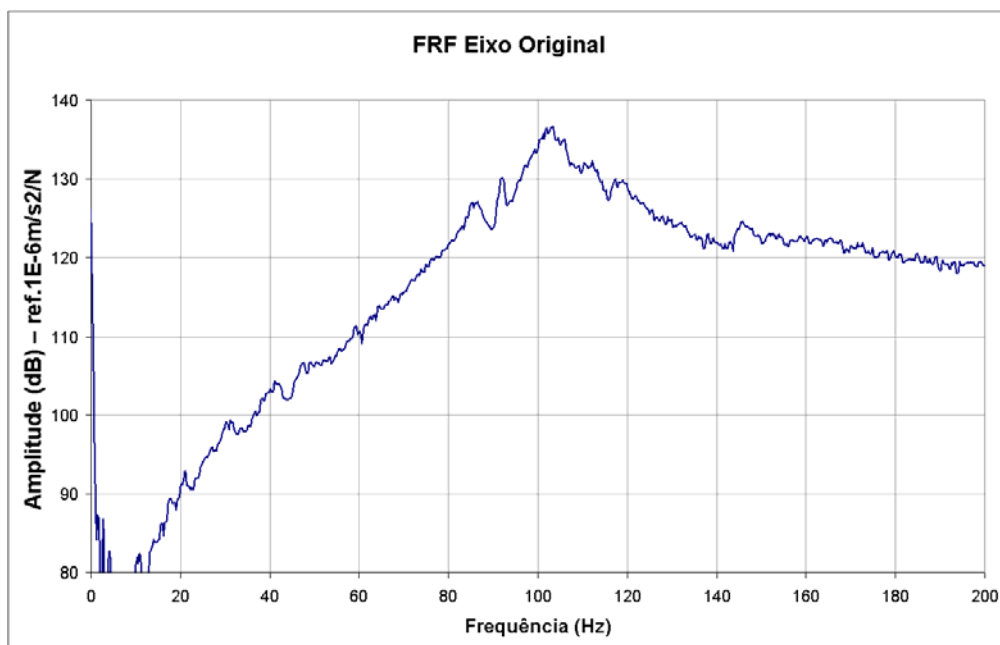


Figura 9.18: FRF do eixo original no veículo.

9.4.2.3 – Alteração da Frequência Natural do Eixo via Adição de Massa

Como a frequência natural do eixo foi identificada em 103,4Hz, somente modos da curva de sensibilidade abaixo deste valor poderiam ser analisados. Foram definidas então uma faixa de alta sensibilidade do caminho entre 85,0 e 93Hz, onde uma ressonância acústica é bastante excitada, e outra de pouca sensibilidade, entre 75,0 e 80,0Hz. A seleção de uma faixa se dá pelo fato de que seria muito difícil sintonizar uma frequência discreta.

O passo seguinte foi sintonizar o eixo nestas faixas com a adição de massa. Este processo deu-se de forma empírica, escolhendo-se cilindros de massas diferentes para se obterem os resultados esperados. Adicionando-se uma massa total de 0,38Kg, já considerando o dispositivo de fixação, conseguiu-se reduzir o primeiro modo para 91,9 Hz, valor dentro da faixa de alta sensibilidade. Neste caso, a frequência natural do eixo se sobrepôs à outra ressonância estrutural, criando um único pico no espectro. Adicionando-se uma massa 0,76Kg, a frequência foi reduzida para 79,7Hz. As FRF's dos dois casos estão mostradas na figura 9.19:

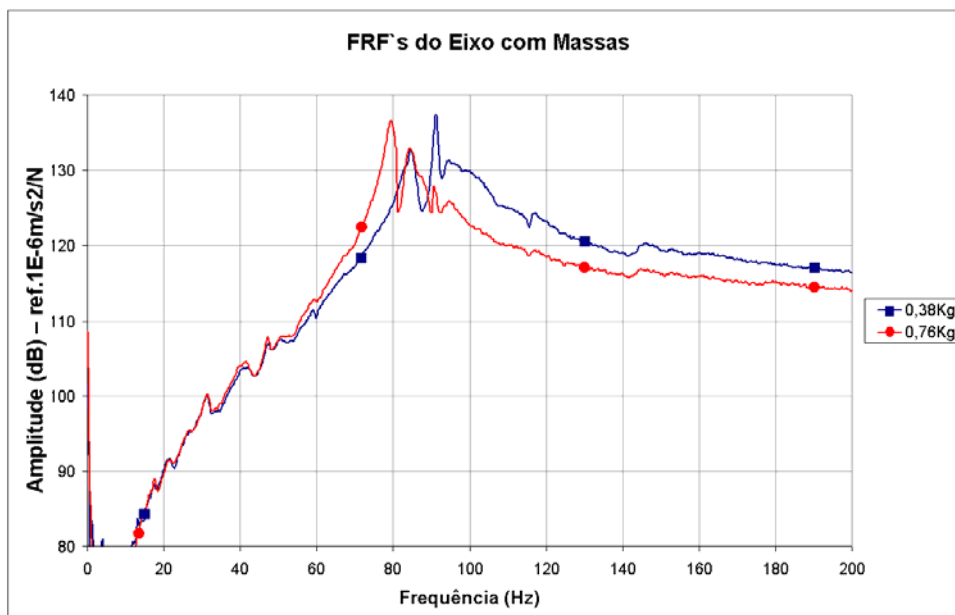


Figura 9.19: FRF's do eixo no veículo com adição de massas.

A figura 9.20 apresenta a coerência das medições, mostrando valores muito próximos da unidade na faixa de estudo.

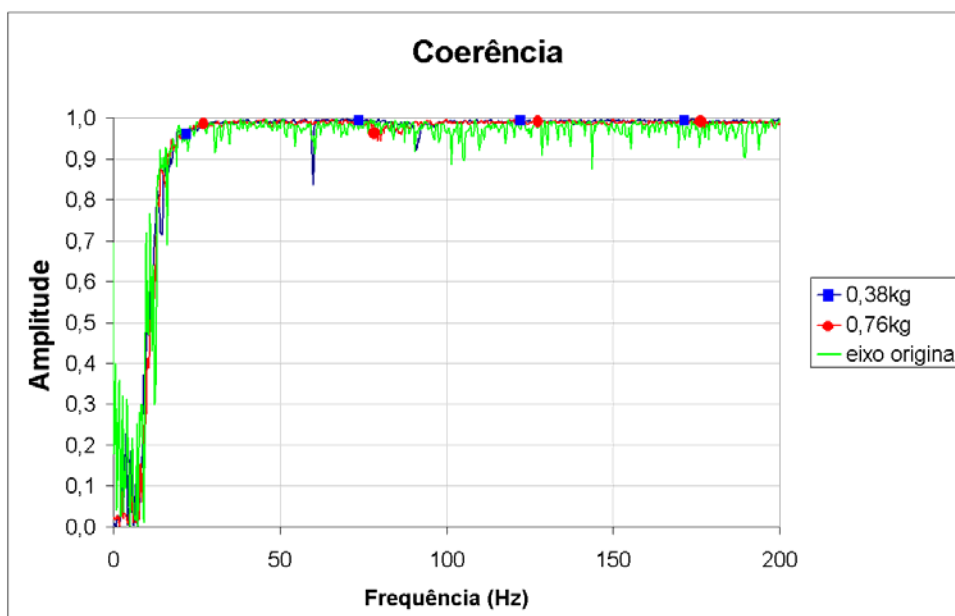


Figura 9.20: Coerência das medições do eixo original e com adição de diferentes massas.

9.4.3 – Avaliação da Resposta do Caminho de Transmissão à Alteração da Frequência Natural do Semi Eixo

Com o eixo sintonizado nas faixas de frequência desejadas, buscou-se quantificar a influência do posicionamento da ressonância do mesmo no espectro de sensibilidade. Foi utilizada a mesma instrumentação relacionada no item 9.3.3, todavia o “shaker” foi conectado próximo ao centro do eixo onde estavam as massas. O microfone foi mantido à esquerda da posição onde estaria a cabeça do motorista. As FRF's de ambos os casos estão mostradas na figura 9.20:

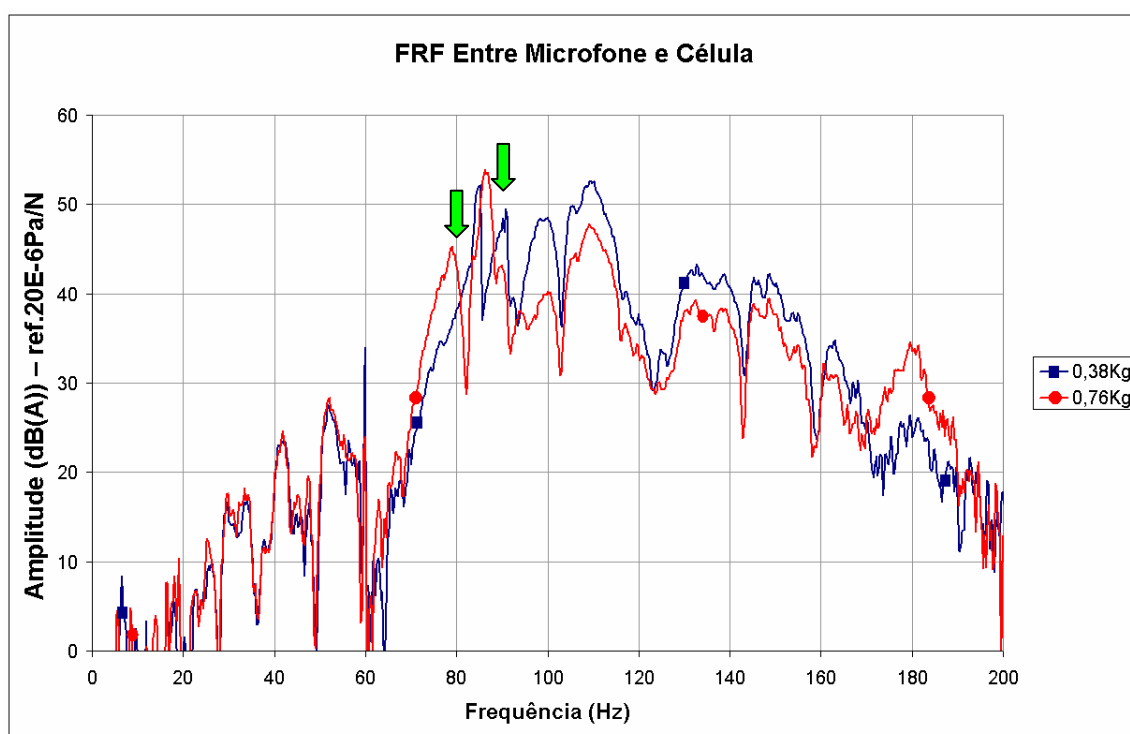


Figura 9.21: Resposta do caminho em função da frequência natural do eixo.

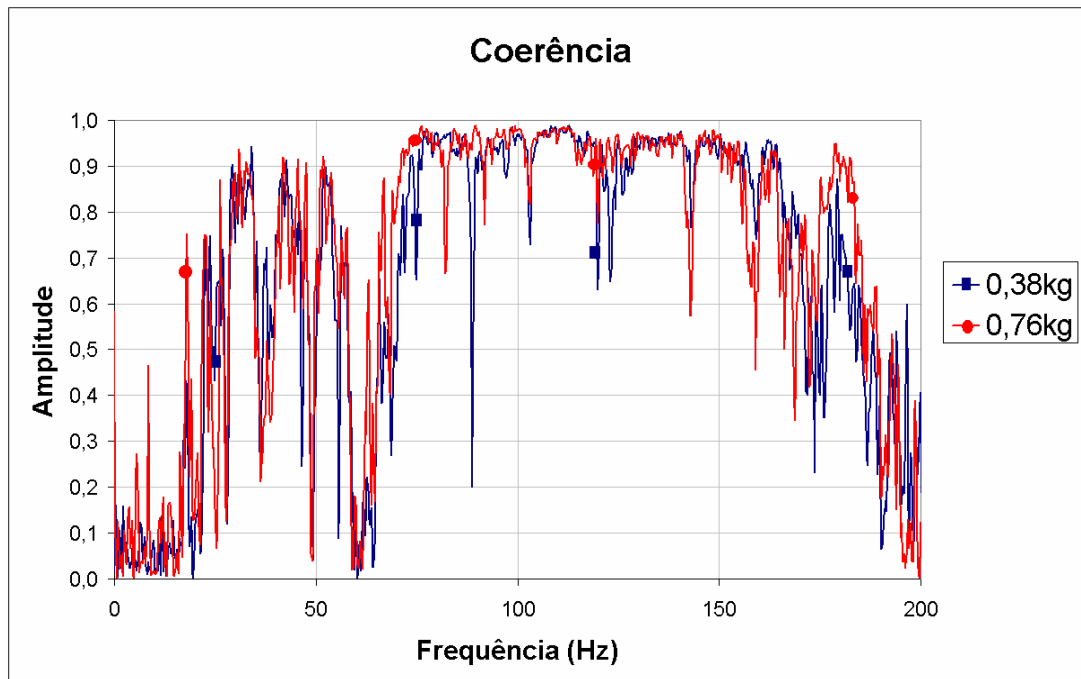


Figura 9.20: Coerência das medições com o eixo sintonizado nas duas frequências de análise.

9.5 – Conclusões

Ao final deste capítulo, conclui-se que campo acústico interno pode sofrer maior ou menor influência, dependendo da frequência de ressonância do eixo. Foi verificado um aumento de 4,2 dB(A) de pressão sonora quando o eixo está sintonizado em uma região sensível do caminho de transmissão (91,9Hz) em relação a uma de pouca sensibilidade (79,7Hz), mesmo considerando que em ambos os casos a peça apresentava a mesma amplitude vibratória nas frequências citadas, conforme indicado pelas setas na figura 9.20. Convém

lembrar que este aumento de amplitude refere-se à diferença nas frequências em que o eixo está sintonizado.

Como a resposta vibratória do eixo com 0,36Kg de massa adicional apresentou maior amplitude vibratória acima de 96Hz, outros modos do caminho de transmissão foram mais excitados do que quando o eixo estava com 0,76Kg.

Como o intuito deste capítulo é estudar a influência da vibração do semi-eixo sobre o campo acústico interno da cavidade, a peça foi sintonizada apenas em frequências sensíveis do caminho, relacionadas a modos acústicos. A mesma metodologia também pode ser utilizada para verificação de alterações no campo acústico em função da coincidência da frequência natural do eixo e de alguma sensibilidade do caminho causada pela estrutura.

Capítulo 10

Conclusões

Do trabalho desenvolvido como um todo podem-se tirar várias conclusões importantes:

- O método de análise acústica por elementos finitos se mostrou eficiente e de fácil utilização. Na faixa de frequências abaixo de 200Hz, apenas o contorno da cavidade é necessário, não necessitando grandes esforços para determinação de impedâncias de bancos e carpetes.
- O método de análise de caminho de transmissão pode ser facilmente empregado, visto que não necessita de grande infra-estrutura, fornecendo valiosas informações para o projeto do sistema de transmissão, em especial o semi-eixo homocinético.
- O semi-eixo homocinético tem importante influência no campo acústico interno quando considerado o caminho de transmissão via suspensão dianteira e monobloco. Todos os modos acústicos da cavidade foram por ele excitados, independentemente da coincidência ou não da frequência de ressonância da peça com os mesmos. Além disso, quando o componente é

sintonizado em uma frequência sensível do caminho devido a um modo acústico, o nível sonoro dentro do carro é aumentado.

Além das conclusões gerais acima, algumas observações podem ser relacionadas a cada capítulo:

Capítulo 3 - Familiarização com os Programas de Simulação Numérica: Este item foi de grande valia no entendimento e prática das ferramentas de simulação numérica. Tanto o programa ANSYS, utilizado para criação da geometria, quanto o SYSNOISE, empregado nas análises acústicas, estruturais e de acoplamento fluido-estrutural, se mostraram de fácil utilização, tendo uma interface bastante amigável. Os resultados obtidos numericamente se mostraram bastante confiáveis, tendo apresentado excelente relação com a parte experimental.

Capítulo 4 - Simulação Numérica da Cavidade Veicular sem Bancos: Nesta etapa foram obtidas as primeiras informações sobre o campo acústico da cavidade. Inicialmente optou-se pela avaliação sem os bancos, como forma de familiarização com o campo acústico interno de um veículo. Os resultados obtidos se mostraram extremamente satisfatórios, visto que as formas modais aqui obtidas foram evidenciadas experimentalmente e a diferença entre as frequências de ressonância foi considerada pequena. Fica claro também que o detalhamento geométrico do veículo, como a consideração de volante,

alavancas de câmbio e freio de mão, puxadores de porta, entre outros, não precisa ser totalmente definido. O mesmo acontecendo como a impedância das forrações acústicas. Estas simplificações são possíveis somente quando se trabalha em uma faixa de frequências bastante baixa, como neste caso (0 a 200Hz). No caso do estudo relacionado ao acoplamento entre fluido e estrutura realizado neste capítulo, como forma de previsão dos resultados da análise na cavidade em escala (capítulo 5), demonstrou a pouca influência do fenômeno nos modos acústicos. Isto evidencia que, caso se deseje pesquisar o campo acústico de uma cavidade de madeira através de modelos numéricos, não se faz necessária a consideração do acoplamento fluido-estrutural.

Capítulo 5 - Estudo Experimental da Cavidade Veicular em Escala: O trabalho realizado neste capítulo se mostrou de grande valia no entendimento inicial do problema acústico. Todavia, apresentou maior disparidade em relação ao veículo que o modelo computacional. Sua utilização é válida quando não se dispõe do objeto real de estudo, quando a avaliação deste é muito difícil, quando se precisa uma avaliação em laboratório que o mesmo não permite ou, como nesse caso, se deseja maior certeza de resultados antes de estudar o problema real. Todavia, o estudo em elementos finitos do capítulo anterior se mostrou suficientemente confiável para representar a cavidade do veículo, podendo dispensar para estes casos, a análise feita com o modelo em escala.

Capítulo 6 - Análise do Comportamento Acústico da Cavidade Veicular

sem Bancos: Neste capítulo foi concluída a caracterização acústica do veículo sem bancos. Sua maior contribuição foi a familiarização com o comportamento acústico do interior do veículo, para que sua análise pudesse ser estendida ao estudo do mesmo com os bancos, o que envolveu a confirmação do modelo em elementos finitos. Ficou evidente a maior importância, em termos de amplitude, da primeira frequência de ressonância acústica frente às outras, que não apresentaram grande diferença de amplitude entre si. Além disso, é notória a presença de modos acústicos dominados pela estrutura gerados por acoplamento.

Capítulo 7 - Simulação Numérica da Cavidade Veicular com Bancos: Assim como o trabalho desenvolvido no Capítulo 4, este serviu como base para o estudo experimental do carro, mas desta vez na sua condição normal de uso. Duas formas de abordagem para a representação dos bancos foram utilizadas: atribuição de propriedades de fluido aos elementos dos bancos e a representação dos mesmos como contorno da cavidade. A primeira apresentou pouca relação com os resultados posteriormente obtidos no carro, não tendo praticamente nenhuma variação, mesmo utilizando-se propriedades dos mais variados fluidos. Já a segunda demonstrou excelente relação com a parte experimental, confirmando-a como o melhor método para representação dos bancos. Desta forma conclui-se que os mesmos funcionam como barreiras rígidas à passagem da onda acústica e não simplesmente como uma variação de impedância de um meio fluido. Novamente não foi necessária a adição de

impedância, tanto aos carpetes quanto aos bancos, evidenciando a pouca influência desta na faixa de frequências utilizada no estudo.

Capítulo 8 - Análise do Comportamento Acústico da Cavidade Veicular com Bancos: este capítulo finalizou o trabalho de caracterização do campo acústico do veículo. Foi possível confirmar a influência significativa dos bancos no sistema, principalmente pela alteração de frequência de ressonância e surgimento de novas formas modais. As informações aqui ratificadas nortearam o desenvolvimento do trabalho do Capítulo 9.

Capítulo 9 - Análise da Excitação do Campo Acústico pelo Semi-Eixo Homocinético: Este provavelmente foi o capítulo mais importante do trabalho, pois relacionou na prática a excitação do sistema, no caso a vibração proveniente do semi-eixo homocinético, com a resposta do mesmo, que aqui foi o aparecimento das frequências naturais acústicas na curva de sensibilidade. Foi evidenciado que a vibração do semi-eixo tem grande influência no campo acústico, podendo facilmente excitar seus modos. As conclusões obtidas são importantes para futuros desenvolvimentos, pois ajudam na definição da melhor frequência natural para o semi-eixo.

Capítulo 11

Perspectivas de Novos Trabalhos

Devido à amplitude do assunto abordado, existe ainda possibilidade de continuação do trabalho aqui apresentado. Foram separados três temas principais que podem dar continuidade à pesquisa desenvolvida:

- Investigação do fenômeno de acoplamento fluido-estrutural no veículo. Este se mostrou significativo, tendo criado várias ressonâncias dominadas pela estrutura no espectro acústico da cabine. Neste caso dever-se-ia fazer um estudo completo do comportamento estrutural da carroceria, através de análise modal da mesma, com a presença do menor número de itens de acabamento. Componentes como bancos, carpetes, forrações de portas, painel, volante, etc, deveriam ser removidos para facilitar a análise. Com esta análise, poder-se-ia gerar uma geometria similar em elementos finitos e a seus componentes aplicar os resultados obtidos na análise modal, obtendo seu efeito no campo acústico.
- No caso da sintonia da frequência natural de flexão do eixo com as frequências sensíveis do caminho de transmissão, poder-se-ia fabricar componentes com diferentes geometrias, buscando aumentar a posição deste

modo. Este trabalho necessitaria do desenvolvimento de protótipos de eixos fabricados especialmente para este fim. Desta forma seria possível avaliar sua influência no caminho em frequências mais altas, comparando os resultados com os aqui obtidos para baixas frequências.

- Seria também interessante abordar, na prática, a resposta do motor e utilizá-la como fonte de excitação do semi-eixo. Neste trabalho, como se necessitava de uma condição de excitação controlada, foi empregado um excitador eletromecânico. Todavia, o motor não apresenta uma resposta linear ao longo da sua faixa de rotações e a resposta do semi-eixo e do caminho pode apresentar maiores amplitudes nas maiores velocidades.

Referências Bibliográficas

- [1] Gerges, S.N.Y., “Ruído, Fundamentos e Controle”, 1ª Edição, UFSC, Brasil, 1992.
- [2] Kuttruff, H., “Room Acoustics”, 2ª Edição, Applied Science Publishers LTD, Inglaterra, 1979.
- [3] Fahy, F., “Sound and Structural Vibration – Radiation, Transmission and Response”, Academic Press, 1985.
- [4] Fahy, F., “Fundations of Engineering Acostics”, 2ª edição, Academic Press, Elsevier Science, Estados Unidos, 2003.
- [5] Kashani, R., Orzechowsky, J., “Active Boom Noise Damping of Dodge Durango”, SAE Paper 2001-01-1614, Estados Unidos, 2001.
- [6] DeJong, R.G., “A Study of Vehicle Interior Noise Using Statistical Energy Analysis”, SAE Paper 850960, Estados Unidos.
- [7] Katsuta, T., Matsuda, A., Hamada, S., “Acoustic Analysis of Truck Cab”, SAE Paper 911075, Estados Unidos.
- [8] Kiyota, Y., Asai, M., Sugita, H., Akiyama, A., “Low Frequency Noise Reduction by Improving Sound Insulation Materials”, SAE Paper 951241, Estados Unidos.
- [9] Kashany, R., Naastad, D., “Active Boom Noise Control”, SAE Paper 971887, Estados Unidos, 1997.
- [10] Gillespie, T.D., “Fundamentals of Vehicle Dynamics”, 2ª Edição, SAE, Estados Unidos, 1992.

- [11] Giacosa, D., “Motores Endotérmicos”, 3ª Edição, Editora Científico-Médica, Espanha, 1970.
- [12] Steel, J.A., “Structure Borne Sound Transmission Through a Motor Vehicle”, SAE A Steel, J.A., “Structure Borne Sound Transmission Through a Motor Vehicle”, SAE Paper 951330, Estados Unidos.
- [13] Grimmer, M., “Engine NVH Mechanisms”, SAE Engineering Academies, Powertrain Noise Engineering Academy, Estados Unidos, 2002.
- [14] Suh, K.H., Lee, Y.K., Yoon, H.S., “A Study on the Balancing of the Three-Cylinder Engine With Balancing Shaft”, SAE 2000-01-0601, 2000.
- [15] Stout, J.L., “ Engine Excitation Decomposition Method and V Engine Results”, SAE Paper 2001-01-1595, Estados Unidos, 2001.
- [16] “Constant-Velocity Driveshafts for Passenger Cars”, Material técnico da GKN Löbro, Alemanha, 1998.
- [17] “Universal Joint and Driveshaft Design Manual”, 2ª Edição, SAE, Estados Unidos, 1991.
- [18] Coutinho, L.F., “Análise de Vibrações por Flexão de Semi Eixos Homocinéticos”, Dissertação de Mestrado, UFRGS, Brasil, 1994.
- [19] Kniest, R.H., “Estudo do Comportamento Dinâmico de Semi Eixos Homocinéticos com Uso de Análise Modal”, Dissertação de Mestrado, UFSC, Brasil, 1994.
- [20] Howle, A., “Powertrain & Driveline Noise Sources”, SAE Engineering Academies, Powertrain Noise Engineering Academy, Estados Unidos, 2002.

- [21] Lee, S., Park, K., Lee, M., Rho, K., Sim, J., Kim, J., “Vibration Power Flow and It’s Application to a Passenger Car for Identification of Vibration Transmission Path”, SAE Paper 2001-01-1451, Estados Unidos, 2001.
- [22] Bolton, J.S., Yun, R.J., Pope.J., Apfel,D., “Development of a new Sound Transmission Test for Automotive Sealant Materials”, SAE Paper 971896, Estados Unidos, 1997.
- [23] Kim, G.J., Holland, K.R., Lalor, N., “Identification of the Airborne Component of Tyre-induced Vehicle Interior Noise”, Applied Acosutics, Estados Unidos, 1997.
- [24] “Transfer Path Analysis, the Qualification and Quantification of Vibro-acoustic Transfer Paths”, material técnico obtido na página virtual da LMS Instruments, Bélgica, 2001.
- [25] Choi, S., Pierre, C., Castanier, M.P., “Statistical Energy Method for Mid-Frequency Vibration Transmission Analysis”, SAE Paper 972010, Estados Unidos, 1997.
- [26] Steyer, G., Campbell, B., “Simulation of Radiated Noise from a Transmission Side Cover”, SAE Paper 972022, Estados Unidos, 1997.
- [27] Plunt, J., Kamph, E., Fothergill, D., “Dynamic analysis and Acoustic Optimization of the Volvo Multi-link Rear Suspension”, SAE Paper 891142, Estados Unidos, 1999.
- [28] Colnet, S., Caracciolo, A., “Reduction of the Vibration Transmission in a front Wiper System”, SAE paper 2001-01-1478, Estados Unidos, 2001.

- [29] Kim, J.H., Hwang, B.W., Hwang, Y.S., “The Study on the Analysis of Acoustic Transfer function for Reducing the Structure Noise”, JSAE Paper 9934627, Japão, 1997
- [30] Maruyama, S., Aoki, J., Furuyama, M., “Application of a Reciprocity for Measurement of Acoustic Transfer Functions to the Prediction of Road Vehicle Pass-by Noise”, JSAE paper 9733585, Japão, 1997.
- [31] Williams, J., Steyer, G.C., “Experimental Noise Path Analysis for Problem Identification in Automobiles”, material técnico obtido na página virtual da “Science Direct”.
- [32] Muruyama, S., Matsuyama, S., “Booming Noise Analysis Method Based on Acoustic Excitation Test”, SAE Paper 980588, Estados Unidos, 1988.
- [33] Latorraca, J.V.F., Albuquerque, C.E.C., “Efeito do Rápido Crescimento sobre as Propriedades da Madeira”, UFRRJ, Brasil, 2000.
- [34] Keinert, Jr., “Laboratory Evaluation of Eucalyptus Grandis and Eucalyptus Robusta for the Manufacture of Composition Board”, Dissertação de Mestrado, Michigan State University, Estados Unidos, 1980.
- [35] “Fiber and Bonds”, Apresentação em formato Microsoft PowerPoint encontrada na página virtual da Western Michigan University, 2002.
- [36] Bohnhoff, D.R., Williams, G.D., Moody, R.C., “Bending Properties of STP-Laminated Wood Girders”, material apresentado no ASAE Annual International Meeting, Estado Unidos, 1998.
- [37] Informações técnicas obtidas na página virtual da empresa Poli Work.

[38] Campbell, B., Abrishman, M., Stokes, W., “Structural-Acoustic Analysis for the Prediction for Vehicle Body Acoustic Sensitivities”, SAE Paper 931327, Estados Unidos.

Anexo

Este trabalho foi apresentado na forma de painel no “Seminário de Transmissões e Powertrain” da Seção Campinas da SAE Brasil em 15 de Setembro de 2003 na UNICAMP (Universidade Estadual de Campinas).

GKN Driveline

ANÁLISE DA SENSIBILIDADE DO CAMPO ACÚSTICO VEICULAR À EXCITAÇÃO DO SISTEMA DE TRANSMISSÃO

Rafael de Mello
email: rafael.mello@br.add.gknplc.com

GKN DRIVELINE

Palavras Chave: Campo Acústico, Sistema de Transmissão, Caminho de Transmissão

INTRODUÇÃO

O correto entendimento de como as excitações provenientes do sistema de transmissão se manifestam dentro da cabine é de importância relevante na redução do ruído interno dos automóveis.

Em geral o ruído e a vibração da transmissão excita outros componentes do veículo e principalmente o campo acústico interno que acaba amplificando problemas. Este é especialmente sensível quando se trata de baixas frequências onde os modos acústicos são bem definidos.

Neste trabalho busca-se entender como o comportamento do sistema de transmissão excita as ressonâncias acústicas da cavidade como ferramenta para o desenvolvimento e aprimoramento dos componentes.

METODOLOGIA DE PESQUISA

Determinação da Excitação do Motor e da Transmissão

O motor é a principal fonte vibro-acústica veicular devido à alta magnitude de suas excitações. Em geral, elas são relacionadas a componentes de ordem secundária de rotação do virabrequim compreendidas entre 30 e 200 Hz (900 e 6000 rpm).

No caso em estudo, um veículo de tração dianteira, o semi eixo homocinético é geralmente excitado pelo motor, transmitindo vibração ao restante do carro através da suspensão. O modos de flexão do eixo, conforme mostrado na figura 1, pode amplificar a excitação recebida.

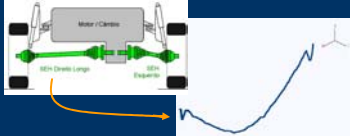


Figura 1: Montagem Esquemática da Suspensão e Análise Modal do Semi Eixo Direito

Determinação do Comportamento Acústico da Cavidade Veicular

Geração de Modelo Numérico: Neste trabalho, devido à complexidade da cavidade em estudo, fez-se primeiramente um modelo em elementos finitos da mesma

conforme figura 2. Com isso foi possível estimar as frequências de ressonância bem como seus modos característicos a fim de facilitar a avaliação experimental.

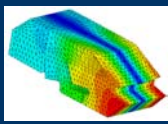


Figura 2: Modelo em FEM da cavidade – 1º modo transversal

Análise Experimental da Cavidade em Escala:

Como passo seguinte, construiu-se um réplica da cavidade veicular em madeira com escala reduzida (2,7:1) conforme mostrado na figura 3. Esta permite que se trabalhe com condições controladas como rigidez das paredes evitando interferências do acoplamento fluido-estrutura no campo acústico.




Figura 3: Modelo em Escala da Cavidade

Análise Experimental da Cavidade Veicular: O passo final da análise acústica foi a comprovação dos resultados numéricos e experimental em escala. Inicialmente obteve-se a resposta da cavidade sem os bancos e posteriormente na condição de uso do carro, com os bancos. A excitação acústica foi feita com uma fonte e a aquisição da resposta com um microfone.




Figura 4: Aquisição da Resposta de Cavidade Veicular




Figura 5: Caminho de Transmissão de Vibração via Semi Eixos Homocinéticos

Para identificação da sensibilidade do caminho de transferência de vibração através do semi eixo foi montado o experimento da figura 6:




Figura 6: Montagem do Experimento

RESULTADOS / CONCLUSÕES

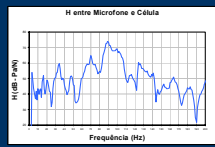


Figura 7: Curva de Sensibilidade do Caminho (Função Transferência do Microfone em Relação à Célula de Força)

- A simulação da cavidade acústica em FEM sem considerar a impedância dos bancos e revestimentos apresenta bom resultado até 200 Hz.
- O método de análise do caminho de transmissão consegue relacionar de forma clara a influência do semi eixo no campo acústico, conforme figura 7. É possível identificar quais ressonâncias acústicas da cavidade são excitadas pela vibração proveniente do semi eixo homocinético.
- Ambos os métodos são de fácil implementação e servem como ferramenta no desenvolvimento do sistema de transmissão e também para verificar sua influência sobre componentes ligados ao habitáculo com revestimentos acústicos, termo-fundentes, etc.

