



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS

**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO
EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**ESTUDO EXPERIMENTAL E SIMULAÇÃO DE FONTES
DE RUÍDO AERODINÂMICO VEICULAR**

Wagner Duarte Machado

Belo Horizonte, 14 de Julho de 2016

Wagner Duarte Machado

**ESTUDO EXPERIMENTAL E SIMULAÇÃO DE FONTES
DE RUÍDO AERODINÂMICO VEICULAR**

Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial à obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Projeto Mecânico

Orientador: Prof. Dr. Eduardo Bauzer Medeiros

Universidade Federal de Minas Gerais

Belo Horizonte

Escola de Engenharia da UFMG

2016

M149e Machado, Wagner Duarte.
Estudo Experimental e Simulação de Fontes de Ruído Aerodinâmico Veicular [manuscrito] / Wagner Duarte Machado. – 2016.
xxviii, 322 f., enc.: il.

Orientador: Eduardo Bauzer Medeiros.

Tese (doutorado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.

Apêndices: f. 273-310.

Bibliografia: f. 311-322.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Controle de ruído - Teses. 3. Estudos experimentais - Teses. 4. Ruído aerodinâmico - Teses. 5. Veículos - Teses. I. Medeiros, Eduardo Bauzer. II. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. III. Título.

CDU: 21(043)



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA
Av. Antônio Carlos, 6627 - Campus Universitário
31270-901 - Belo Horizonte - MG
Tel.: +55 31 3409.5145
E-mail: cpgmec@demec.ufmg.br

**"ESTUDO EXPERIMENTAL E SIMULAÇÃO DE FONTES DE RUÍDO
AERODINÂMICO VEICULAR"**

WAGNER DUARTE MACHADO

Tese submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "Doutor em Engenharia Mecânica", na área de concentração de "Projeto Mecânico".

Tese aprovada no dia 14 de julho de 2016.

Por:

Prof. Eduardo Bauzer Medeiros
Orientador - Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG

Prof. Luis Carlos Monteiro Sales
Fiat Chrysler Automobiles

Prof. Gustavo Paulinelli Guimarães
Escola de Minas/UFOP

Prof. Horácio Valadares Duarte
Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG

Prof. Alexander Mattioli Pasqual
Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG

Prof. Guilherme de Souza Papini
Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG

*"A lei do Senhor é perfeita, e restaura a alma;
O testemunho do Senhor é fiel dá sabedoria aos
símplices.*

*Os preceitos do Senhor são retos e alegam o
coração;*

*O mandamento do Senhor é puro e ilumina os
olhos.*

*O temor do Senhor é límpido e permanece para
sempre;*

*Os juízos do Senhor são verdadeiros e todos
igualmente, justos."*

Sl 19:7-9

AGRADECIMENTOS

“Dai a honra, a quem é devido a honra” Rm 13:7

Dedico este espaço para agradecer e honrar a todos aqueles que, de forma direta ou indireta, me concederam a ajuda necessária para que tornasse possível a realização deste trabalho.

Primeiramente e acima de tudo a Deus, por me sustentar, capacitar e me dar condições de concluir este trabalho. Muitas foram as lutas e as dificuldades encontradas, porém maiores foram as vitórias. A Ele toda honra e toda Glória.

A minha mãe, Nazira Duarte Machado. O que sou hoje e o que consegui conquistar é fruto de sua dedicação na minha educação e formação do meu caráter.

A minha esposa Valéria e minha filha Stephanie. Reconheço que nesses anos, em muitos momentos não estive presente, momentos preciosos que não retornarão mais. No entanto, sempre me transmitiram confiança e incentivo nos momentos mais difíceis, com muita paciência e dedicação. Esta vitória não é minha, mas nossa.

Ao meu professor e orientador Bauzer Medeiros pelos seus conselhos, dedicação e ajuda. Muitos foram os seus compromissos, porém em momento algum não deixou de ajudar.

À Fiat Automóveis – Engenharia do Produto e Experimentação Veículos, agradeço aos Engenheiros Robson Cotta, Silvio Piancastelli e Marcelo Starling, pelo apoio e estrutura fornecidos nos testes experimentais. Aos Analistas de Sistemas Leonardo Almeida e Anderson Pereira por disponibilizarem os recursos de informática e treinamentos na simulação CFD. Ao Engenheiro Rômulo Bitencourt do setor de NVH da Fiat Automóveis, pela grande dedicação e auxílio prestado na condução dos testes experimentais.

Ao Engenheiro Paulo Tonetto da Altair, pelo auxílio e esclarecimento de dúvidas na simulação FEM, aos engenheiros Henrique Monteiro da CD Adapco, Samara Rosa e Thiago Zolet da Fiat Automóveis pelos ensinamentos na simulação CFD;

Ao Engenheiro Dr. Fred Mendonça, pelos preciosos ensinamentos e experiências em aeroacústica que me foram transmitidos pessoalmente e, também pelos inúmeros trabalhos disponibilizados que enriqueceram o conteúdo da revisão bibliográfica e contribuíram na definição da metodologia experimental e numérica desenvolvida neste trabalho;

A todos vocês, um Muito Obrigado!

SUMÁRIO

Lista de Figuras	xii
Lista de Tabelas	xxii
Lista de Siglas e Abreviaturas	xxiv
Lista de Nomenclaturas e Símbolos	xxv
Resumo	xxvii
Abstract	xxviii

Capítulo 1 - Introdução

1.1 Visão Geral	1
1.2 Objetivos do Trabalho	12
1.3 Divisão do Trabalho	14

Capítulo 2 - Fundamentos da Aeroacústica Clássica

2.1 Introdução	19
2.2 Fundamentos da Acústica	23
2.2.1 Mecanismo de geração da onda sonora	24
2.2.2 Propriedades físicas do Som	25
2.2.3 Ambientes de medição do som	26
2.2.4 Análise espectral de ruído	28
2.2.5 Mecanismo de audição	28
2.2.6 Limite auditivo de frequência	30
2.2.7 Curvas de igual audibilidade	30
2.2.8 Curvas de ponderação	31
2.3 Equações de Acústica de Campo Livre	32
2.4 Analogias Aeroacústicas	36
2.4.1 Analogia de Lighthill	37
2.4.2 Equação de Curle	41
2.4.3 Equação de Ffowcs Williams-Hawkings	42
2.5 Dinâmica dos Fluidos Computacional CFD	45

2.6	Aeroacústica Computacional	47
2.6.1	Método direto – DNS	48
2.6.2	Método de largas escalas – LES	49
2.6.3	Média Reynolds – Navier Stokes – RANS	49
2.6.4	Método híbrido – DES	50
2.7	Mecanismo de Geração de Ruído Aerodinâmico	53
2.7.1	Ruído de cavidade	53
2.7.2	Ressonador de Helmholtz	61
2.7.3	Ruído gerado em torno de geometria cilíndrica	63

Capítulo 3 - Ruído Aerodinâmico Veicular

3.1	Introdução	71
3.2	Fontes de Ruído Aerodinâmico Veicular	74
3.2.1	Ruído gerado pela coluna A	81
3.2.2	Ruído gerado pelo retrovisor	83
3.2.3	Ruído tipo <i>buffeting</i>	87
3.3	Técnicas Experimentais	98
3.3.1	Túnel de vento	98
3.3.2	Microfone capacitivo e pré-amplificador	100
3.3.3	Microfone de superfície	101
3.3.4	Técnica beamforming	102
3.3.5	Torso binaural	102

Capítulo 4 - Avaliação Experimental de Ruído Aerodinâmico Veicular

4.1	Introdução	104
4.2	Objeto de Prova	107
4.3	Túnel de Vento	107
4.4	Metodologia de Prova em Pista	110
4.5	Metodologia de Prova em Túnel de Vento	111
4.6	Aparato Experimental	112
4.7	Avaliação Experimental do Ruído de <i>Buffeting</i>	114
4.7.1	Condições de provas	114
4.7.2	Posição dos microfones	115

4.8	Metodologia para Estudo do Mecanismo de Geração do <i>Buffeting</i>	117
4.9	Estudo de Fatores que Possam Influenciar no Ruído de <i>Buffeting</i>	125
4.9.1	Efeito devido a adoção de aleta na entrada da janela	126
4.9.2	Efeito da variação do ângulo de incidência do escoamento	126
4.9.3	Efeito da abertura da janela dianteira e traseira	127
4.10	Levantamento das Respostas em Frequências (FRF's) dos Modos Acústicos do Habitáculo	127
4.10.1	Metodologia de prova	127
4.11	Avaliação Experimental de Ruído de Retrovisor e Coluna A	130
4.11.1	Condições de provas	130
4.11.2	Posicionamento dos microfones	131
4.11.3	Variação do ângulo de incidência do escoamento	132
4.11.4	Efeito dos contornos e frestas	132

Capítulo 5 - Simulação de Ruído Aerodinâmico Veicular Baseado em CFD

5.1	Introdução	134
5.2	Metodologia de Simulação CFD	135
5.3	Pré-processamento	137
5.3.1	Geometria virtual do modelo numérico	138
5.3.2	Domínio computacional	138
5.3.3	Condições de contorno	143
5.3.4	Geração de malhas	146
5.3.5	Resolução numérica	154
5.3.6	Definição de modelos físicos e procedimento de solução	155
5.4	Pós-processamento	158
5.4.1	Análise FFT	160

Capítulo 6 - Análise dos Resultados Experimentais de Ruído Aerodinâmico

6.1	Introdução	161
6.2	Estudo do Comportamento do <i>Buffeting</i>	162
6.2.1	Efeito da variação da velocidade do veículo	162
6.2.2	Efeito da posição dos microfones	166
6.3	Análise da Avaliação do Mecanismo de Geração do <i>Buffeting</i>	168

6.4	Análise de Fatores que Influenciam na Geração de <i>Buffeting</i>	181
6.4.1	Efeito devido à adoção de aleta na entrada da janela	182
6.4.2	Efeito da variação do ângulo de incidência do escoamento	183
6.4.3	Efeito da abertura das janelas dianteira e traseira	185
6.5	Estudo do Comportamento do Ruído do Retrovisor	186
6.5.1	Caracterização do ruído de retrovisor	187
6.5.2	Efeito da variação do ângulo de incidência do escoamento no retrovisor ...	196
6.6	Estudo do Comportamento do Ruído da Coluna A	198
6.6.1	Caracterização do ruído da coluna A	198
6.6.2	Efeito da variação do ângulo de incidência do escoamento na coluna A	209

Capítulo 7 - Correlação de Ruído Aerodinâmico Medido em Túnel de Vento e Pista

7.1	Introdução	212
7.2	Comparativo dos Testes de Ruído Interno	213
7.3	Comparativo dos Testes de Ruído de <i>Buffeting</i>	225
7.4	Comparativo dos Testes de Ruído Medidos no Retrovisor e Coluna A	232

Capítulo 8 - Análise dos Resultados de Simulação Aeroacústica

8.1	Introdução	245
8.2	Simulação Aeroacústica do Ruído de Retrovisor e Coluna A	246
8.2.1	Análise estacionária	246
8.2.2	Análise transiente	249
8.3	Simulação Aeroacústica do Fenômeno <i>Buffeting</i>	255
8.3.1	Análise transiente	255

Capítulo 9 - Conclusões

9.1	Introdução	264
9.2	Resultados e Discussões	265
9.3	Sugestões para Trabalhos Futuros	270

Apêndice A - Análise de Erros e Incertezas

A.1	Introdução	273
A.2	Mensurando	274
A.3	Sistema de Medição	274
A.4	Procedimento de Medição	274
A.5	Fontes de Incerteza	275
A.5.1	Repetitividade de medição de ruído	279
A.5.2	Repetitividade de medições de frequência do modo de cavidade interna	290

Apêndice B - Simulação das Frequências dos Modos do Habitáculo Interno do Veículo

B.1	Introdução	294
B.2	Metodologia de Simulação	294
B.2.1	Geometria virtual do modelo numérico	295
B.2.2	Domínio computacional	295
B.2.3	Condições de contorno	297
B.2.4	Geração de malhas	299
B.2.5	Resolução numérica	300
B.3	Resultados	300

Apêndice C - Validação dos Modelos Analíticos

C.1	Introdução	303
C.2	Cálculo da Frequência de Excitação do <i>Buffeting</i>	303
C.3	Cálculo da Frequência do Modo de Cavidade Interna	308

Referências Bibliográficas	311
---	-----

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1	- Fontes de ruído veicular e vias de transmissão para o interior do habitáculo	2
Figura 1.2	- Características das fontes de ruído veicular	5
Figura 1.3	- Esquema de geometria interna de veículo	6
Figura 1.4	- Localização de vórtices ao redor de um veículo em simulação aeroacústica	9
Figura 1.5	- Testes de ruído aerodinâmico sobre veículo em túnel de vento	11
Figura 1.6	- Fluxograma de atividades do trabalho	13
Figura 2.1	- Fontes de ruído aerodinâmico típicas de uma aeronave	20
Figura 2.2	- Exemplos de trens de alta velocidade (TGV)	21
Figura 2.3	- Anatomia do ouvido humano	29
Figura 2.4	- Curvas de contornos de igual audibilidade	31
Figura 2.5	- Curvas de NPS ponderada em função da frequência	32
Figura 2.6	- Princípio da analogia aeroacústica	37
Figura 2.7	- Localização da fonte sonora e receptor dentro do campo acústico em analogia de Lighthill	39
Figura 2.8	- Escala esquemática da fonte de ruído aerodinâmico e em campos próximo e distante	41
Figura 2.9	- Hierarquia computacional para simulação de aeroacústica	48
Figura 2.10	- Regiões de atuação de LES e RANS	50
Figura 2.11	- Critérios de espaçamento da grade aplicado em DES	52
Figura 2.12	- Cavidade aberta tridimensional: definição de parâmetros geométricos	54
Figura 2.13	- Esquema de cavidades: a) profunda, e rasa: b) aberta, c) transição, d) fechada	55
Figura 2.14	- Esquema de escoamento sobre cavidade aberta	57
Figura 2.15	- Imagens <i>Schlieren</i> de três modos formados pelo escoamento sobre uma cavidade	58
Figura 2.16	- Modelo padrão de ressonador de Helmholtz	61
Figura 2.17	- Modelo de ressonador de Helmholtz considerando correção no gargalo	62
Figura 2.18	- Exemplos de escoamentos passando por corpos de seções variadas	64

Figura 2.19 - Mecanismo de geração de vórtices em torno de cilindro a) antes do espalhamento do vórtice A, o vórtice B é atraído através da esteira; b) o processo se repete para o vórtice C	68
Figura 2.20 - Variação do coeficiente de arrasto em função do número Reynolds	69
Figura 2.21 - Desenvolvimento de esteira em corpo cilíndrico	70
Figura 3.1 - Fluxograma para estudo de ruído aerodinâmico	72
Figura 3.2 - Linhas de corrente na coluna A e retrovisor (resultados de simulação em CFD)	73
Figura 3.3 - Vórtices responsáveis pela geração de <i>buffeting</i> (resultados de simulação CFD)	73
Figura 3.4 - Esquema de radiação de fonte monopolo	75
Figura 3.5 - Esquema de radiação de fonte dipolo	75
Figura 3.6 - Esquema de radiação de fonte quadrupolo	76
Figura 3.7 - escoamento ao redor de um veículo e os principais locais de descolamento	78
Figura 3.8 - Formação de vórtices na coluna A	79
Figura 3.9 - Desenvolvimento de esteira de Von Karman em retrovisor simulado em CFD	80
Figura 3.10 - Esquema de escoamento de ar na lateral do veículo	81
Figura 3.11 - Estrutura utilizada na avaliação experimental de retrovisor genérico	85
Figura 3.12 - SPL capturado pelo microfone na localização ($X = 0.453$, $Y = 0.446$, $Z = - 0.2469$)	85
Figura 3.13 - Metodologia para visualização de linhas de separação na coluna A através de escoamento de óleo	87
Figura 3.14 - Representação esquemática de escoamento sobre teto solar e cavidade aberta	89
Figura 3.15 - Configuração da cavidade utilizada por Henderson (a) e Resultados obtidos na velocidade de 50 m/s (b)	90
Figura 3.16 - Modelo de veículo genérico	93
Figura 3.17 - Modelo genérico SAE tipo 4	93
Figura 3.18 - Esquema de túnel de vento: a) aberto e b) fechado	99
Figura 3.19 - Microfone capacitivo	100
Figura 3.20 - Microfone de superfície	101
Figura 3.21 - Beamforming 90 canais	102

Figura 3.22	- Sistema binaural de medição	103
Figura 4.1	- Estrutura da galeria vento	108
Figura 4.2	- Esquema da estrutura da galeria vento	109
Figura 4.3	- Cadeia de medição de ruído aerodinâmico	114
Figura 4.4	- Posicionamento dos microfones internos: a) dianteiro e b) traseiro	115
Figura 4.5	- Esquema de posicionamento dos microfones internos	116
Figura 4.6	- Parametrização dos microfones internamente	116
Figura 4.7	- Configurações na variação de abertura da janela traseira: a) vertical e b) longitudinal	119
Figura 4.8	- Modelo FEM utilizado para cálculo das frequências dos modos acústicos de cavidade interna do veículo	121
Figura 4.9	- Matriz de correlação de estimativa de comportamento do <i>buffeting</i> – variação de abertura vertical da janela	123
Figura 4.10	- Matriz de correlação de estimativa de comportamento do <i>buffeting</i> – variação de abertura longitudinal da janela	123
Figura 4.11	- Ilustração da avaliação da aleta na entrada da janela: a) referência de posicionamento e b) vista da seção em corte da aleta	126
Figura 4.12	- Fonte sonora LMS utilizada para excitação do campo no interior do habitáculo	128
Figura 4.13	- Posicionamento dos microfones de superfície no vidro lateral dianteiro	131
Figura 4.14	- Esquema de posicionamento dos microfones de superfície nas regiões de escoamento	132
Figura 4.15	- Procedimento realizado na vedação dos contornos próximos ao retrovisor	133
Figura 5.1	- Fluxograma representando as três etapas de simulação CFD	135
Figura 5.2	- Fluxograma das principais etapas de pré-processamento na simulação CFD	136
Figura 5.3	- Fluxograma representando etapas para otimização do processo de simulação CFD	137
Figura 5.4	- Geometria do veículo virtual	138
Figura 5.5	- Representação do túnel de vento virtual	139
Figura 5.6	- Geometria virtual representando o domínio interno e externo do veículo	140
Figura 5.7	- Representação simétrica do semi modelo do túnel de vento virtual	143
Figura 5.8	- Condições de contorno do domínio	145

Figura 5.9	- Detalhamento do refinamento de malha na região da entrada da janela aberta	149
Figura 5.10	- Detalhamento do refinamento de malha na região interna do veículo	149
Figura 5.11	- Vista em corte transversal do túnel ilustrando detalhamento do refinamento de malha nas regiões da coluna A e do retrovisor	150
Figura 5.12	- Vista em corte longitudinal do túnel ilustrando detalhamento do refinamento de malha nas regiões da coluna A e do retrovisor	151
Figura 5.13	- Vista em corte transversal ilustrando geração de malha em todo domínio do túnel virtual	152
Figura 5.14	- Vista em corte longitudinal ilustrando geração de malha em todo domínio do túnel virtual	152
Figura 5.15	- Ilustração do posicionamento das sondas internamente	159
Figura 5.16	- Ilustração do posicionamento das sondas na região externa	159
Figura 6.1	- Esquema de posicionamento dos microfones internos	163
Figura 6.2	- Gráfico de ruído x velocidade - Efeito da variação da velocidade do veículo – Microfone posição I03	164
Figura 6.3	- Espectro do ruído na velocidade de 100 km/h – Microfone posição I03	165
Figura 6.4	- Mapa espectral 3D – Nível de ruído x frequência x velocidade – Janela traseira aberta – Microfone posição I03	166
Figura 6.5	- Gráfico de ruído x velocidade – Posição interna dos microfones	167
Figura 6.6	- Espectro de ruído – Posição interna dos microfones	167
Figura 6.7	- Gráficos de ruído x Velocidade – variação de abertura vertical	169
Figura 6.8	- Gráficos de ruído x Velocidade – variação de abertura longitudinal	170
Figura 6.9	- Espectro de ruído na velocidade de pico máximo – Variação de abertura Vertical	171
Figura 6.10	- Espectro de ruído na velocidade de pico máximo – Variação de abertura longitudinal	171
Figura 6.11	- Mapa espectral 3D – Nível de ruído x frequência x velocidade – variação de abertura vertical da janela: a) $y/h = 1,0$; b) $y/h = 0,75$; c) $y/h = 0,50$ e d) $y/h = 0,25$	172
Figura 6.12	- Mapa espectral 3D – Nível de ruído x frequência x velocidade – variação de abertura longitudinal da janela traseira: a) $x/l = 1,0$; b) $x/l = 0,75$; c) $x/l = 0,50$ d) $x/l = 0,25$	173

Figura 6.13 - Gráfico FRF e Coerência – Caracterização das frequências dos modos acústicos interno com janela totalmente aberta	175
Figura 6.14 - Gráfico FRF e Fase – Caracterização das frequências dos modos acústicos interno com janela totalmente aberta	175
Figura 6.15 - Gráfico FRF e Coerência – Caracterização das frequências dos modos acústicos interno com variação de abertura vertical da janela	177
Figura 6.16 - Gráfico FRF e Fase – Caracterização das frequências dos modos acústicos interno com variação de abertura vertical da janela	177
Figura 6.17 - Gráfico FRF e Coerência – Caracterização das frequências dos modos acústicos interno com variação de abertura longitudinal da janela	178
Figura 6.18 - Gráfico FRF e Fase – Caracterização das frequências dos modos acústicos interno com variação de abertura longitudinal da janela	178
Figura 6.19 - Matriz de correlação de medição experimental do comportamento do <i>buffeting</i> – variação de abertura vertical da janela	180
Figura 6.20 - Matriz de correlação de medição experimental do comportamento do <i>buffeting</i> – variação de abertura longitudinal da janela	180
Figura 6.21 - Gráficos de ruído x Velocidade – avaliação de adoção de defletora na entrada da janela traseira	182
Figura 6.22 - Espectro de ruído – avaliação de adoção de defletora na entrada da janela traseira	183
Figura 6.23 - Gráficos de ruído x ângulo – Efeito de variação do ângulo de incidência sobre a abertura da janela	184
Figura 6.24 - Espectro de ruído – Efeito de variação do ângulo de incidência – Posição I03	184
Figura 6.25 - Gráficos de ruído interno x Velocidade – avaliação do efeito da posição das janelas	185
Figura 6.26 - Posicionamento dos microfones na região do retrovisor	186
Figura 6.27 - Gráficos de ruído x Velocidade – medições na região do retrovisor lateral	188
Figura 6.28 - Espectro de ruído medido nos pontos R01, R03 e E01 nas velocidades: a) 60 km/h; b) 70 km/h; c) 80 km/h e d) 90 km/h	189
Figura 6.29 - Espectro de ruído medido nos pontos R01, R03 e E01 nas velocidades: a) 100 km/h; b) 110 km/h; c) 120 km/h e d) 130 km/h	190

Figura 6.30 - Espectro de ruído medido no ponto R01 nas condições origem e resíduo nas velocidades: a) 60 km/h; b) 70 km/h; c) 80 km/h e d) 90 km/h	192
Figura 6.31 - Espectro de ruído medido no ponto R01 nas condições origem e resíduo nas velocidades: a) 100 km/h; b) 110 km/h; c) 120 km/h e d) 130 km/h	193
Figura 6.32 - Espectro de ruído medido no ponto R03 nas condições origem e resíduo nas velocidades: a) 60 km/h; b) 70 km/h; c) 80 km/h e d) 90 km/h	194
Figura 6.33 - Espectro de ruído medido no ponto R03 nas condições origem e resíduo nas velocidades: a) 100 km/h; b) 110 km/h; c) 120 km/h e d) 130 km/h	195
Figura 6.34 - Gráficos de ruído x ângulo – Efeito variação do ângulo de incidência no retrovisor	196
Figura 6.35 - Espectro de ruído – Efeito de variação do ângulo de incidência – Posição R01	197
Figura 6.36 - Espectro de ruído – Efeito de variação do ângulo de incidência – Posição R03	197
Figura 6.37 - Posicionamento dos microfones na região da coluna A	198
Figura 6.38 - Gráficos de ruído x Velocidade – medições na região da coluna A	199
Figura 6.39 - Espectro de ruído medido nos pontos C01, C02, C03 e E01 nas velocidades: a) 60 km/h; b) 70 km/h; c) 80 km/h e d) 90 km/h	200
Figura 6.40 - Espectro de ruído medido nos pontos C01, C02, C03 e E01 nas velocidades: a) 100 km/h; b) 110 km/h; c) 120 km/h e d) 130 km/h	201
Figura 6.41 - Espectro de ruído medido no ponto C01 nas condições origem e resíduo: a) 60 km/h; b) 70 km/h; c) 80 km/h e d) 90 km/h	203
Figura 6.42 - Espectro de ruído medido no ponto C01 nas condições origem e resíduo: a) 100 km/h; b) 110 km/h; c) 120 km/h e d) 130 km/h	204
Figura 6.43 - Espectro de ruído medido no ponto C02 nas condições origem e resíduo: a) 60 km/h; b) 70 km/h; c) 80 km/h e d) 90 km/h	205
Figura 6.44 - Espectro de ruído medido no ponto C02 nas condições origem e resíduo: a) 100 km/h; b) 110 km/h; c) 120 km/h e d) 130 km/h	206
Figura 6.45 - Espectro de ruído medido no ponto C03 nas condições origem e resíduo: a) 60 km/h; b) 70 km/h; c) 80 km/h e d) 90 km/h	207
Figura 6.46 - Espectro de ruído medido no ponto C03 nas condições origem e resíduo: a) 100 km/h; b) 110 km/h; c) 120 km/h e d) 130 km/h	208
Figura 6.47 - Gráficos de ruído x Velocidade – Efeito variação do ângulo de incidência na coluna A	209

Figura 6.48 - Espectro de ruído com variação de ângulo - Posição C01	210
Figura 6.49 - Espectro de ruído com variação de ângulo - Posição C02	210
Figura 6.50 - Espectro de ruído com variação de ângulo - Posição C03	211
Figura 7.1 - Gráficos de ruído Nível Geral x velocidade medido no ponto I01	215
Figura 7.2 - Gráficos de ruído Nível Geral x velocidade medido no ponto I02	215
Figura 7.3 - Gráficos de ruído Nível Geral x velocidade medido no ponto I03	216
Figura 7.4 - Gráficos de ruído Nível Geral x velocidade medido no ponto I04	216
Figura 7.5 - Espectro de ruído medido no ponto I01 nas velocidades: a) 50 km/h; b) 60 km/h; c) 70 km/h e d) 80 km/h	217
Figura 7.6 - Espectro de ruído medido no ponto I01 nas velocidades: a) 90 km/h; b) 100 km/h; c) 110 km/h e d) 120 km/h	218
Figura 7.7 - Espectro de ruído medido no ponto I02 nas velocidades: a) 50 km/h; b) 60 km/h; c) 70 km/h e d) 80 km/h	219
Figura 7.8 - Espectro de ruído medido no ponto I02 nas velocidades: a) 90 km/h; b) 100 km/h; c) 110 km/h e d) 120 km/h	220
Figura 7.9 - Espectro de ruído medido no ponto I03 nas velocidades: a) 50 km/h; b) 60 km/h; c) 70 km/h e d) 80 km/h	221
Figura 7.10 - Espectro de ruído medido no ponto I03 nas velocidades: a) 90 km/h; b) 100 km/h; c) 110 km/h e d) 120 km/h	222
Figura 7.11 - Espectro de ruído medido no ponto I04 nas velocidades: a) 50 km/h; b) 60 km/h; c) 70 km/h e d) 80 km/h	223
Figura 7.12 - Espectro de ruído medido no ponto I04 nas velocidades: a) 90 km/h; b) 100 km/h; c) 110 km/h e d) 120 km/h	224
Figura 7.13 - Gráficos de ruído de <i>buffeting</i> x velocidade medido no ponto I01	226
Figura 7.14 - Gráficos de ruído de <i>buffeting</i> x velocidade medido no ponto I02	226
Figura 7.15 - Gráficos de ruído de <i>buffeting</i> x velocidade medido no ponto I03.....	227
Figura 7.16 - Gráficos de ruído de <i>buffeting</i> x velocidade medido no ponto I04	227
Figura 7.17 - Espectro de ruído de <i>buffeting</i> medido no ponto I01 nas velocidades: a) 70 km/h; b) 80 km/h; c) 90 km/h; d) 100 km/h; e) 110 km/h; f) 120 km/h;	228
Figura 7.18 - Espectro de ruído de <i>buffeting</i> medido no ponto I02 nas velocidades: a) 70 km/h; b) 80 km/h; c) 90 km/h; d) 100 km/h; e) 110 km/h; f) 120 km/h;	229

Figura 7.19 - Espectro de ruído de <i>buffeting</i> medido no ponto I03 nas velocidades: a) 70 km/h; b) 80 km/h; c) 90 km/h; d) 100 km/h; e) 110 km/h; f) 120 km/h;	230
Figura 7.20 - Espectro de ruído de <i>buffeting</i> medido no ponto I04 nas velocidades: a) 70 km/h; b) 80 km/h; c) 90 km/h; d) 100 km/h; e) 110 km/h; f) 120 km/h;	231
Figura 7.21 - Gráficos de ruído Nível Geral x velocidade medido no ponto C01	232
Figura 7.22 - Gráficos de ruído Nível Geral x velocidade medido no ponto C02	233
Figura 7.23 - Gráficos de ruído Nível Geral x velocidade medido no ponto C03	233
Figura 7.24 - Espectro de ruído medido no ponto C01 nas velocidades: a) 50 km/h; b) 60 km/h; c) 70 km/h e d) 80 km/h	234
Figura 7.25 - Espectro de ruído medido no ponto C01 nas velocidades: a) 90 km/h; b) 100 km/h; c) 110 km/h e d) 120 km/h	235
Figura 7.26 - Espectro de ruído medido no ponto C02 nas velocidades: a) 50 km/h; b) 60 km/h; c) 70 km/h e d) 80 km/h	236
Figura 7.27 - Espectro de ruído .medido no ponto C02 nas velocidades: a) 90 km/h; b) 100 km/h; c) 110 km/h e d) 120 km/h	237
Figura 7.28 - Espectro de ruído medido no ponto C03 nas velocidades: a) 50 km/h; b) 60 km/h; c) 70 km/h e d) 80 km/h	238
Figura 7.29 - Espectro de ruído medido no ponto C03 nas velocidades: a) 90 km/h; b) 100 km/h; c) 110 km/h e d) 120 km/h	239
Figura 7.30 - Gráficos de ruído Nível Geral x velocidade medido no ponto R01	240
Figura 7.31 - Gráficos de ruído Nível Geral x velocidade medido no ponto R03	240
Figura 7.32 - Espectro de ruído medido no ponto R01 nas velocidades: a) 50 km/h; b) 60 km/h; c) 70 km/h e d) 80 km/h	241
Figura 7.33 - Espectro de ruído medido no ponto R01 nas velocidades: a) 90 km/h; b) 100 km/h; c) 110 km/h e d) 120 km/h	242
Figura 7.34 - Espectro de ruído medido no ponto R03 nas velocidades: a) 50 km/h; b) 60 km/h; c) 70 km/h e d) 80 km/h	243
Figura 7.35 - Espectro de ruído medido no ponto R03 nas velocidades: a) 90 km/h; b) 100 km/h; c) 110 km/h e d) 120 km/h	244
Figura 8.1 - Representação da distância adimensional y^+ da camada limite	246
Figura 8.2 - Faixa de frequência útil simulada	247

Figura 8.3	- Identificação de fonte de ruído na superfície por meio do modelo Curle	248
Figura 8.4	- Potencia sonora na esteira do retrovisor por meio do modelo de Proudman – vista de seção longitudinal	248
Figura 8.5	- Potencia sonora na esteira do retrovisor por meio do modelo de Proudman – vista de seção transversal	248
Figura 8.6	- Sinal temporal gravado pelas sondas externas no tempo de simulação	249
Figura 8.7	- Comparativo de ruído da coluna A - Ponto C01	251
Figura 8.8	- Comparativo de ruído da coluna A - Ponto C02	252
Figura 8.9	- Comparativo de ruído da coluna A - Ponto C03	252
Figura 8.10	- Comparativo de ruído do retrovisor - Ponto R01	253
Figura 8.11	- Comparativo de ruído do retrovisor - Ponto R02	253
Figura 8.12	- Comparativo de ruído do retrovisor - Ponto R03	254
Figura 8.13	- Comparativo de ruído do ponto estagnado - Ponto E01	254
Figura 8.14	- Sinal temporal gravado pelas sondas internas no tempo de simulação	255
Figura 8.15	- Faixa útil do sinal temporal utilizado no pós-processamento	256
Figura 8.16	- Sinal temporal gravado pelos microfones nas provas experimentais	256
Figura 8.17	- Imagens da formação de oscilações fluido dinâmicos sobre a abertura da janela e a colisão dos vórtices na coluna C	257
Figura 8.18	- Visualização vetorial de vórtices formados ao longo da janela traseira aberta na distância da coluna B: a) 0,2 m; b) 0,4 m; a) 0,6 m; a) 0,8 m	258
Figura 8.19	- Campo de pressão gerado pelo <i>buffeting</i> , na frequência de 22 Hz, na distância da coluna B: a) 0,2 m; b) 0,4 m; a) 0,6 m; a) 0,8 m	259
Figura 8.20	- Comparativo dos espectros de ruído entre CFD e Experimental medido nos pontos a) I01; b) I02; c) I03 e d) I04	261
Figura 8.21	- Comparativo dos espectros de ruído entre CFD e Experimental medido nos pontos a) I05; b) I06; c) I07 e d) I08	262

Figura A.1	- Diagrama do processo de medição	273
Figura A.2	- Calibrador de microfone	277
Figura A.3	- Curva de calibração do microfone	278
Figura A.4	- Distribuição de probabilidade retangular	290
Figura B.1	- Geometria interna do veículo virtual utilizado no modelo numérico	295
Figura B.2	- Domínio contendo o modelo FEM do veículo no interior da câmara acústica virtual	296
Figura B.3	- Interface entre o volume interno do veículo e o volume da câmara virtual ..	297
Figura B.4	- Vista em corte do domínio externo e interno do modelo após geração de malhas	299
Figura B.5	- Curva de resposta em frequência dos modos acústicos obtida por simulação FEM	301
Figura B.6	- Curva de resposta em frequência dos modos acústicos obtida experimentalmente	301
Figura C.1	- Dimensões da abertura da janela e profundidade do compartimento interno	304
Figura C.2	- Mapa espectral 3D – Análise experimental da variação da frequência do <i>buffeting</i> em função da variação da velocidade – Microfone posição I03	306
Figura C.3	- Gráficos representando a variação de frequência de excitação na janela em função da variação da velocidade utilizando as equações da Tabela C.1	307

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1	- Valores de α como função da razão entre comprimento e profundidade L/D	60
Tabela 2.2	- Características do escoamento em função da variação do Reynolds	66
Tabela 4.1	- Características do túnel de vento	109
Tabela 4.2	- Condições ambientais das provas em pista	111
Tabela 4.3	- Descrição dos instrumentos utilizados nas medições	113
Tabela 4.4	- Resumo dos parâmetros de processamento dos sinais para medição de <i>buffeting</i>	117
Tabela 4.5	- Valores calculados para estimativa do comportamento do <i>buffeting</i>	122
Tabela 4.6	- Resumo das condições de de medições de <i>buffeting</i>	125
Tabela 4.7	- Resumo dos parâmetros de processamento dos sinais para medição das frequências dos modos acústicos (FRF's)	129
Tabela 5.1	- Condições de contorno	145
Tabela 5.2	- Dimensionamento dos subdomínios e malhas na simulação do <i>buffeting</i>	153
Tabela 5.3	- Dimensionamento dos subdomínios e malhas na simulação das fontes externas	153
Tabela 6.1	- Valores experimentais do comportamento do <i>buffeting</i>	179
Tabela 7.1	- Faixa de velocidade utilizada no cálculo da média dos espectros	214
Tabela A.1	- Incerteza de medições de ruído interno a velocidade constante em pista	281
Tabela A.2	- Balanço de incerteza de medições de ruído interno a velocidade constante em pista	281
Tabela A.3	- Incerteza de medições interno a velocidade constante em túnel de vento	282
Tabela A.4	- Balanço de incerteza de <i>buffeting</i> a velocidade constante em túnel de vento	282
Tabela A.5	- Incerteza de medições de ruído interno na velocidade variada em pista	283
Tabela A.6	- Balanço de incerteza de medições de ruído interno na velocidade variada em pista	283
Tabela A.7	- Incerteza de medições de <i>buffeting</i> a velocidade constante em pista	284
Tabela A.8	- Balanço de incerteza de medições de <i>buffeting</i> a velocidade constante em pista	284

Tabela A.9 - Incerteza de medições de <i>buffeting</i> a velocidade constante em túnel de vento	285
Tabela A.10 - Balanço de incerteza de medições de <i>buffeting</i> a velocidade constante em túnel de vento	285
Tabela A.11 - Incerteza de medições de <i>buffeting</i> na velocidade variada em pista	286
Tabela A.12 - Balanço de incerteza de medições de <i>buffeting</i> na velocidade variada em pista	286
Tabela A.13 - Incerteza de medições de ruído externo a velocidade constante em pista	287
Tabela A.14 - Balanço de incertezas de medições externa a velocidade constante em pista	287
Tabela A.15 - Incerteza de medições de ruído externo a velocidade constante em túnel	288
Tabela A.16 - Balanço de incerteza de medições de ruído externo na velocidade constante em túnel	288
Tabela A.17 - Incerteza de medições de ruído externo na velocidade variada em pista	289
Tabela A.18 - Balanço de incerteza de medições de ruído externo na velocidade variada em pista	289
Tabela A.19 - Incerteza de medições das frequências dos modos do habitáculo realizadas em câmara acústica	291
Tabela A.20 - Balanço de incerteza de medições das frequências dos modos do habitáculo realizadas em câmara acústica	292
Tabela A.21 - Tabela de Coeficientes de Student para vários níveis de probabilidade	293
Tabela B.1 - Condições de contorno utilizadas na simulação FEM	298
Tabela B.2 - Valores das frequências do primeiro modo experimental e numérico para cada condição de abertura da janela	302
Tabela C.1 - Equações para cálculo de frequência de excitação	305
Tabela C.2 - Equações para cálculo de frequência de ressonador	309
Tabela C.3 - Valores das frequências do primeiro modo experimental, numérico e por meio de simulação FEM para cada condição de abertura da janela	310

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

CPU	Central Processing Unit
CFD	Computational Fluid Dynamics
CAA	Computational Aero Acoustics
DNS	Direct Numerical Simulation
DES	Detached Eddy Simulation
EDP	Equações Diferenciais Parciais
FEM	Finite Element Method
FFT	Fast Fourier Transform
FRF	Função Resposta em Frequência
IBAMA	Instituto Brasileiro do Meio Ambiente e dos Recursos Naturais Renováveis
ISO	International Organization for Standardization
LES	Large Eddy Simulation
MDF	Métodos de Diferenças Finitas
MVF	Métodos de Volumes Finitos
NPS	Nível de pressão sonora
PIV	Particle Image Velocimetry
PSD	Power Spectral Density
RANS	Reynolds Averaged Navier Stokes
RMS	Root Mean Square
S-A	Spalart - Allmaras
TGV	Train à Grande Vitesse
URANS	Unstable Reynolds Averaged Navier Stokes
VC	Volume de Controle

LISTA DE NOMENCLATURAS E SÍMBOLOS

α	Diferença de fase
$p(t)$	Pressão sonora no tempo (Pa)
C	Número de Courant
c	Velocidade do som (m/s)
c_p	Calor específico a pressão constante
c_d	Coeficiente de arraste
c_v	Calor específico a volume constante
G	Função de Green
M	Número de Mach
M	Massa molecular (kg/mol)
γ	Razão de calor específico
p'	Flutuação de pressão sonora
ρ'	Flutuação de densidade
ρ	Densidade (kg/m ³)
dB	Decibel Linear
dBA	Escala Decibel ponderada com filtro “A”
f	Frequência (Hz)
λ	Comprimento de onda (m)
J	Joule
P_{ref}	Pressão de referência (Pa)
P_{rms}	Pressão média quadrática (Pa)
Re	Número de Reynolds
St	Número de Strouhal
T	Período de tempo (s)

T_C	Temperatura na escala Celsius ($^{\circ}\text{C}$)
T_K	Temperatura na escala absoluta Kelvin (K)
R	Constante universal dos gases (J/Mol.K)
v_i	Componente da velocidade da direção i
f_0	Frequência fundamental (Hz)
ν	Coeficiente de viscosidade cinemática (m^2/s)
Y^+	Espessura adimensional da camada limite
X, Y e Z	Coordenadas cartesianas
Δx^+	Distância adimensional na direção longitudinal
Δz^+	Distância adimensional na direção transversal
U_{∞}	Velocidade de corrente livre (m/s)
U_c	Velocidade convectiva
x_i	Coordenada do vetor x
T_{ij}	Componente do tensor de tensões de <i>Lighthill</i>
ω_n	Frequência natural angular (rad/s)
k	Razão entre velocidade convectiva e velocidade de corrente livre

RESUMO

O conforto acústico interno se tornou requisito fundamental nos modernos veículos de produção em todo mundo. Neste contexto, a redução do ruído aerodinâmico apresenta importante aspecto a ser considerado, visto que as demais fontes de ruído, como o conjunto motopropulsor, pneus, sistema de escape e sistema de aspiração, tem sido constantemente atenuadas. Considerando as fontes de ruído aerodinâmico em um veículo, o *buffeting* é uma das mais importantes. No âmbito da aeroacústica veicular, *buffeting* se refere ao tipo de ruído que se caracteriza pelas flutuações de pressão no interior do veículo que se encontra em movimento com uma das janelas abertas. Este ruído causa considerável desconforto aos ocupantes internos por ocorrer em níveis elevados e frequências baixas. Da mesma forma, o ruído aerodinâmico gerado pelo retrovisor lateral e pela coluna dianteira também merece especial atenção, visto que estas fontes se localizam próximas aos ouvidos do motorista, portanto são facilmente percebidas quando os níveis de ruído gerados são elevados ou até mesmo apresentam características tonais. Por estes motivos, estas fontes de ruído aerodinâmico foram alvos de estudo deste trabalho de tese. Foram definidas metodologias de provas experimentais para medição de ruído aerodinâmico sobre um veículo, miradas em cada uma destas fontes, tanto em túnel de vento como em pista. Foi também definida, a parte, uma metodologia de provas experimentais para estudo e entendimento do *buffeting*, na qual foi possível comprovar a hipótese de que o mecanismo de geração deste ruído pode ser associado à ressonância devido ao acoplamento entre a frequência de excitação do escoamento de ar pela abertura da janela e a frequência do modo de cavidade interna do veículo, mesmo fenômeno que ocorre em uma cavidade aberta. Complementarmente, uma simulação numérica baseado em CFD foi desenvolvida para prever o ruído aerodinâmico nestas mesmas fontes de ruído, cujos resultados numéricos foram validados com os experimentais. Finalmente, foi estabelecida uma correlação dos resultados experimentais obtidos em pista comparando com os resultados obtidos em túnel de vento, nas mesmas condições operacionais do veículo. Esta correlação permitiu compreender melhor as limitações das provas em pista, tornando este recurso uma alternativa confiável, também para medições de ruído aerodinâmico, uma vez que túneis de vento são estruturas pouco disponíveis.

Palavras chave: veículo, ruído aerodinâmico, aeroacústica, buffeting, retrovisor, coluna A, CFD, NVH, túnel de vento, pista, simulação numérica, teste experimental, ruído de cavidade.

ABSTRACT

The internal acoustic comfort has become a fundamental requirement in modern production vehicles around the world. In this context, the reduction of aerodynamic noise is an important aspect to be considered, since the other sources of noise such as powertrain assembly, tires, exhaust system and intake system have been constantly attenuated. Considering the sources of aerodynamic noise in a vehicle, the buffeting is one of the most important. Within the vehicle aerodynamic noise, buffeting refers to the type of noise that is characterized by pressure fluctuations inside the vehicle when it is in motion with the windows open. This noise causes considerable discomfort to internal occupants and occurs at extremely high levels and at low frequencies. Likewise, the aerodynamic noise generated by the side mirror and the A-pillar also deserves special attention, since these sources are close to the ears of the driver, so they are easily noticed when the noise levels generated are high or even have tonal characteristics. For these reasons, these sources of aerodynamic noise were studied in this thesis. Experimental tests methodologies of aerodynamic noise were developed on a vehicle, using both a wind tunnel and on a track. It developed, in part, a methodology of experimental tests to study and understand the buffeting phenomenon, in which it was possible to confirm the hypothesis that buffeting generation mechanism may be associated with resonance due to coupling of the excitation frequency of the air flow at the opening to the acoustic frequency of the cavity mode, the same phenomenon that occurs in an open cavity. Complementary, a numerical simulation using computational fluid dynamics (CFD) was developed to predict aerodynamic noise at the same noise sources that are focused on in this research work. Validation of the numerical simulation was confirmed by experimental results. Finally, correlation was established by comparing results obtained in the wind tunnel tests with the tests conducted in the road under the same operating conditions of the vehicle. This correlation led to the understanding of the limitations of the wind noise tests on the road, making this feature a reliable alternative also for aerodynamic noise measurements, since wind tunnel laboratories are not readily available.

Key words: vehicle, aerodynamic noise, aeroacoustic, buffeting, side mirror, A-pillar, CFD, CAA, NVH, wind tunnel, numerical simulation, experimental test, cavity noise, road.

Capítulo 1

Introdução

1.1 Visão Geral

O conforto acústico veicular representa, no atual cenário da indústria automobilística, importante papel no desenvolvimento de um novo modelo, sendo tratado pelo consumidor com o mesmo peso de decisão de compra em relação a outros fatores, como custo, aparência e consumo de combustível (Cerrato, 2009), fato este que não era considerado em passado não tão distante. Pode-se afirmar que o principal motivador nesta mudança de cenário é o próprio cliente que tem se tornado, nos últimos anos, cada vez mais exigente na escolha de um novo modelo ou marca. Este fato, inclusive, não está restrito somente aos veículos de segmento de luxo, mas também aos veículos que se enquadram nos segmentos considerados populares ou mesmo aos veículos utilitários. Tudo isto são reflexos de um mercado automobilístico onde a concorrência tem se tornado, em vista deste cenário, cada vez mais competitivo.

Entretanto, atingir níveis de ruído satisfatórios cuja qualidade sonora atenda as expectativas dos clientes não é uma tarefa tão fácil de ser alcançada, tendo em vista que o veículo é um sistema extremamente complexo, em se tratando de fontes de geração de ruído. Isto porque o ruído interno global emitido pelo veículo, percebido pelos ocupantes interno, ou mesmo externamente ao veículo, é o resultado da contribuição de várias fontes que atuam de forma simultânea, transmitidas de suas origens tanto via aérea como estrutural (Filardi, 2003). Do ponto de vista de análise, pode-se classificar as fontes de ruído de um veículo em dois grupos principais, o primeiro de origem mecânica e o segundo de origem aerodinâmica (Hucho, 1993). De modo geral, considerando-se os mais importantes sistemas presentes em um veículo, as principais fontes de ruído de origem mecânica podem ser classificadas como ruído proveniente do conjunto motopropulsor, sistema de aspiração, sistema de exaustão e pneus em contato com o solo (Machado, 2003). A Figura 1.1 representa de forma esquemática

a localização das principais fontes em um veículo. O processo de geração de ruído destas fontes foi descrita detalhadamente por Cerrato (2009), entretanto, atenção especial será dada ao processo de geração de ruído aerodinâmico, foco deste trabalho de pesquisa.

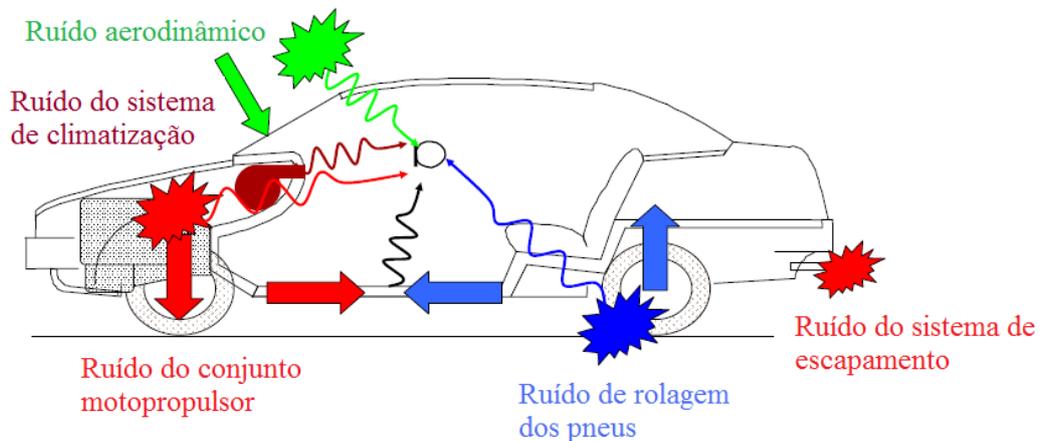


Figura 1.1 – Fontes de ruído veicular e vias de transmissão para o interior do habitáculo

Fonte: Laurent Gagliardini – Peugeot Citroën

Muito se tem atuado no sentido de reduzir os níveis de ruído das fontes de origem mecânica, que são transmitidas via aérea e via estrutural para o interior dos veículos. Cita-se como exemplo a vibração do motor, o ruído de explosão da combustão ar / combustível do motor, engrenagens da caixa de transmissões, sistemas de exaustão e aspiração, ou mesmo ruídos devido à interação entre pneus e estrada (Callister et al., 1998). O controle de ruído originado destas fontes é obtido, com bastante eficiência, com o uso de métodos passivos, conforme citados abaixo:

- Através de uso de materiais insonorizantes, que atuam como barreira, absorção sonora e amortecimento de vibração estrutural, os quais são posicionados em regiões estratégicas no interior do compartimento do veículo ou externamente na região do vão motor e pavimento externo (Filardi, 2003);
- Uso de mecanismos de isoladores e dissipação de energia, também chamado coxim, fazendo interface entre a fonte e a carroceria, de forma que se previna

contra respostas excessivas do sistema. Torna-se importante, neste sentido, orientar o posicionamento destes isoladores considerando o centro de gravidade da fonte (baricêntrico) distribuindo adequadamente a carga de forma que o momento resultante das forças atuando nos isoladores seja nulo (Gondim, 2003);

- Controle de frequências naturais de todos os sistemas do veículo fora da faixa usual de excitações externas de forma a evitar situações de ressonâncias (Duarte, 1998);
- Através de adoção de absorvedores dinâmicos de vibrações de forma a induzir a resposta do sistema. Estes dispositivos, que consistem em sistemas massa mola amortecidos, são sintonizados para atuarem nas mesmas frequências de ressonâncias que se desejam eliminar. Pelo modelo, prescreve-se deslocamento nulo do sistema a ser neutralizado, sintonizando ambos para a mesma frequência natural (Duarte, 1998);
- Emprego de dispositivos em dutos que neutralizam ondas sonoras em determinadas faixas de frequências, como por exemplo, tubos de $\frac{1}{4}$ de onda ou câmaras de Helmholtz. Estes dispositivos consistem em câmaras cujo volume e interface com o duto são definidos de forma a sintonizar e neutralizar faixas de frequências específicas de ondas sonoras de amplitudes elevadas. Estes dispositivos são utilizados, na maioria dos casos, nas linhas do sistema de aspiração (Gerges, 2005);

Por parte das indústrias fornecedoras, esforços também tem sido realizados no sentido de reduzir o ruído destas fontes. Nos modernos pneus comerciais, disponíveis para veículos de passageiros, o desenho da banda de rodagem possui um arranjo desigual das ranhuras na direção circunferencial. Este espaçamento variável tem como objetivo tornar o ruído o mais aleatório possível ao longo do espectro de frequência, de forma a evitar a geração de ruídos tonais que são facilmente percebidos, causando normalmente incômodo aos ocupantes

internos (Gerges, 2005). Outro exemplo neste campo cita-se o progresso na confecção dos isolamentos que compõem o conjunto de insonorizantes, que se tornaram mais leves e com maior eficiência de absorção acústica.

Um importante fator a ser considerado no controle de ruído destas fontes é que, em alguns casos, ações para controle de ruído caminham em via contrária a outros desempenhos, que também apresentam importância no veículo. Um exemplo clássico dentro deste contexto cita-se a função requerida nas características dos isoladores do motor. Para garantir uma filtragem eficiente da vibração do motor, é desejável que estes isoladores apresentem baixa rigidez e alto poder de amortecimento, entretanto, isoladores com estas características são poucos resistentes a fadiga imposta pelo próprio motor (Gerges, 2005). No conjunto suspensão, molas e amortecedores macios contribuem para o conforto interno, pois filtram melhor as asperezas transmitidas pelas irregularidades e asperezas dos pisos, entretanto, são características contrárias ao desempenho dinâmico do veículo em estradas (Bosch, 1996). Situações como estas também ocorrem no ruído aerodinâmico do veículo. Ações tomadas para redução de arraste (coeficiente aerodinâmico), o que é desejável, do ponto de vista de desempenho dinâmico, podem em algumas situações comprometer no ruído aerodinâmico. Como exemplo deste contraste foi constatado por Sumitani et al. (1995), em avaliação realizada sobre um modelo idealizado de um veículo, tendo por objetivo avaliação do comportamento acústico em diferentes perfis da coluna A. Neste trabalho, Sumitani verificou através de medições experimentais três padrões típicos de escoamentos, os quais ocorreram em função da diferença de arredondamento do contorno de raio entre para-brisa e teto. Os resultados demonstraram menores níveis de ruído e uma densidade espectral plana, ao longo da frequência, na coluna formada com ângulo reto, em função da separação de escoamento que ocorreu com a aresta, e maiores valores na medida em que o raio foi aumentado. Entretanto, de forma contrária à condição na qual favoreceu a acústica, foi observada pior desempenho em termos de resistência aerodinâmica.

As energias vibratória e acústica emitidas pelas fontes são transmitidas para o interior do habitáculo ou exterior do veículo tanto pela via aérea como estrutural. Pela via aérea, o ruído se propaga pelo meio (ar) e na transmissão estrutural, a vibração que é transmitida pela estrutura do veículo é irradiada até o receptor. De forma esquemática, a contribuição do caminho de transmissão de ruído em função da frequência, em cada fonte, pode ser representada através da Figura 1.2. Observa-se nesta figura, que na transmissão via aérea predominam médias e altas frequências, na faixa que compreende 500 Hz a 10 kHz, e na

transmissão estrutural predominam as baixas frequências, na faixa que compreende entre 20 a 400 Hz. O ruído aerodinâmico, foco deste trabalho, ocorre em ampla faixa de frequência, ocupando na escala uma faixa entre 50 Hz a 10 kHz. Entretanto, outros eventos relacionados ao ruído aerodinâmico com frequências ainda mais baixas podem ocorrer, como no caso do ruído de *buffeting*, também foco de pesquisa deste trabalho, o qual ocorre em torno de 20 Hz (Sovani et al., 2004).

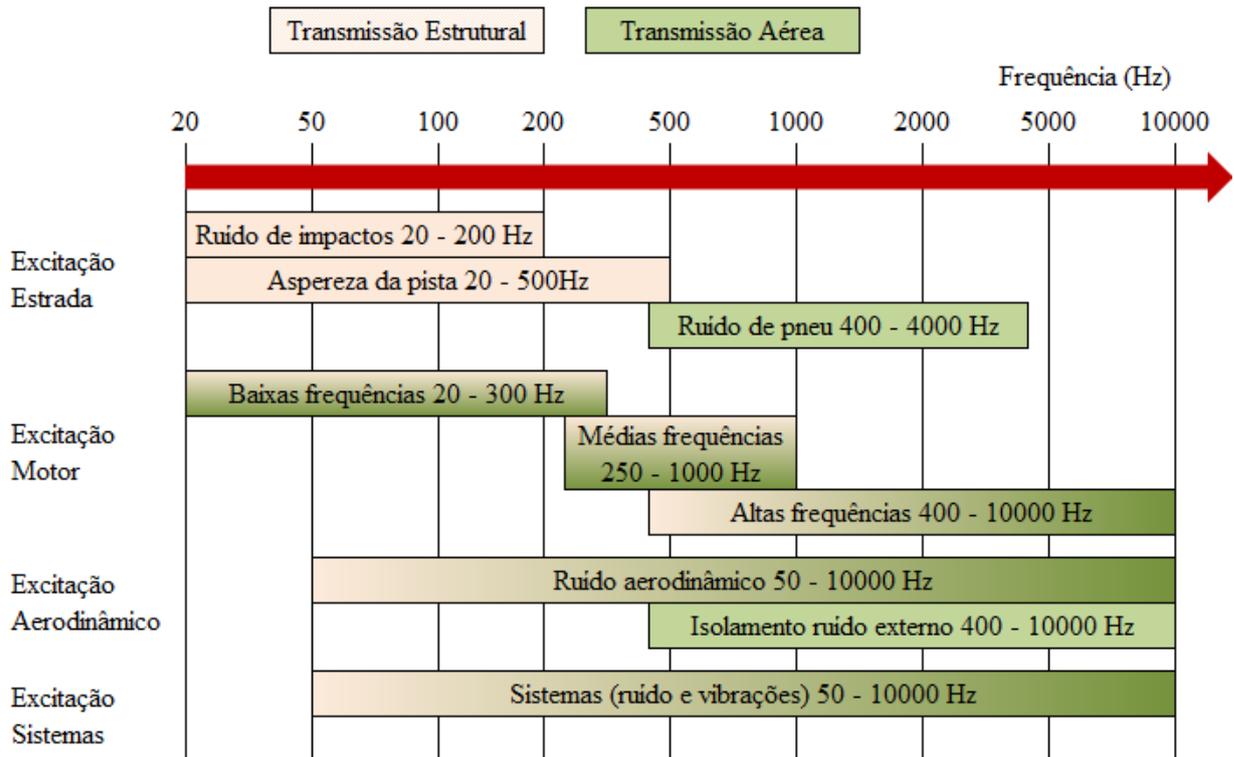


Figura 1.2 – Características das fontes de ruído veicular

Fonte: Adaptado de Laurent Gagliardini – Peugeot Citroën

A energia acústica e vibratória emitida pelas fontes e transmitidas para o interior do habitáculo excitam, além dos modos estruturais, os modos acústicos de cavidade. De forma análoga ao que ocorre em salas fechadas, cada veículo possui frequências de modos normais que estão relacionadas às dimensões da cavidade interna e das propriedades acústicas. Portanto, torna-se de essencial importância o conhecimento das frequências características, no sentido de evitar acoplamento dos modos de cavidade com as demais frequências de excitação, já que o compartimento interno do veículo responde fortemente a energia sonora de

excitação nas mesmas (ou próximas) frequências (Gerges, 2005), caracterizado pela ocorrência de ressonância de cavidade. As frequências dos modos acústicos de uma sala retangular fechada podem ser calculadas, segundo Bies e Hansen (1996), aplicando a equação 1.1.

$$f_n = \frac{c}{2} \sqrt{\left(\frac{n_x}{L_x}\right)^2 + \left(\frac{n_y}{D_y}\right)^2 + \left(\frac{n_z}{W_z}\right)^2} \quad (1.1)$$

onde c representa a velocidade do som no ar, o subscrito n para a frequência f de ressonância indica que as soluções da equação 1.1 são funções dos números dos modos n_x, n_y e n_z os quais podem assumir valores de zero ou números inteiros positivos. As variáveis L_x, D_y e W_z são respectivamente as dimensões do comprimento, altura e largura da sala.

Em se tratando de veículos, devido à complexidade da geometria, as frequências dos modos acústicos de cavidade fechada podem ser diretamente calculadas numericamente utilizando métodos computacionais, como método de elementos finitos, porém, segundo Cerrato (2009), é possível obter uma estimativa aproximada das frequências utilizando a mesma equação 1.1. A Figura 1.3 ilustra as dimensões geométricas necessárias de cavidade do veículo para cálculo destes modos.

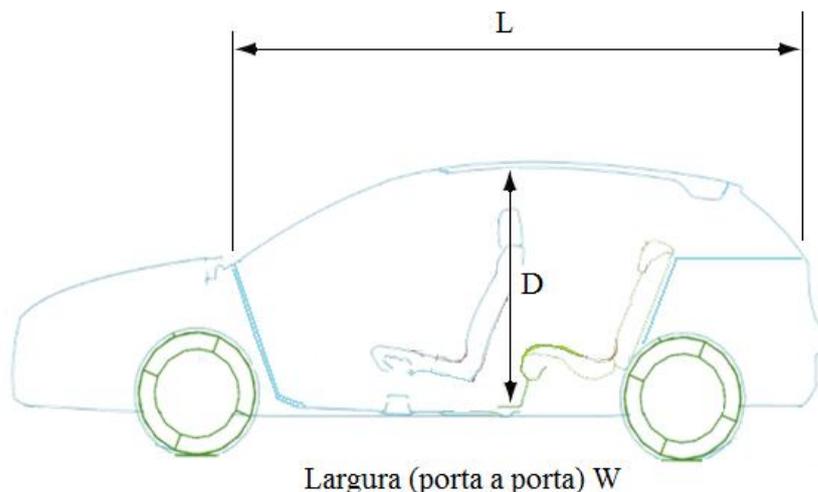


Figura 1.3 – Esquema de geometria interna de veículo

Fonte: Adaptado de Cerrato, 2009

Neste caso, as variáveis L_x , D_y e W_z referem-se às maiores dimensões internas do comprimento, altura e largura do habitáculo respectivamente.

Esforços têm sido empreendidos também por parte das montadoras, nos últimos anos, no sentido de atenuação do ruído das fontes de origem mecânica em um veículo, conforme citado anteriormente. Pode-se classificar, de maneira global, como sendo dois os fatores que mais motivam tal preocupação: o primeiro fator está relacionado à necessidade em alcançar uma qualidade sonora interna adequada, a fim de se obter uma imagem mais atrativa da marca no mercado automobilístico extremamente competitivo, conforme explanado no início desta introdução, atendendo as expectativas dos clientes. O segundo, visando atender limites para controle de ruído externo dos veículos em circulação, estabelecido pelos órgãos legislativos e regulamentados pelo IBAMA (Instituto Brasileiro do Meio Ambiente).

Neste contexto, destaca-se a importância de se estudar o ruído aerodinâmico, do ponto de vista de conforto acústico, uma vez que este ruído se tornou cada vez mais evidente com a atenuação obtida nas demais fontes. O ramo da engenharia destinada ao estudo de ruído desta natureza denomina-se aeroacústica. No campo de atuação veicular, a aeroacústica difere das demais fontes acima citadas, por ser gerado exclusivamente por forças aerodinâmicas ou movimentos originários do escoamento do ar em torno da carroceria de um veículo. Em outras palavras, aeroacústica é o estudo de som associado ao escoamento do ar, sendo, portanto, uma combinação de aerodinâmica e acústica. Neste trabalho, as discussões serão limitadas ao ruído produzido pelos escoamentos aerodinâmicos e sua interação, tanto com a estrutura externa do veículo como no interior do veículo, sendo assim, assuntos relacionados às demais fontes serão brevemente explanados a título de revisão.

Fenômenos associados ao ruído aerodinâmico, como no caso de ruído tipo *buffeting* receberão atenção especial neste estudo. Este ruído se caracteriza pelas flutuações de pressão sonora em níveis extremamente elevados em frequências baixas, na faixa entre 15 a 30 Hz, que pode ocorrer quando o veículo se desloca, mesmo em velocidades baixas, com abertura de uma das janelas, ou mesmo o teto solar, quando provido deste acessório. O ruído é considerado bastante incômodo, do ponto de vista subjetivo, além de causar sensação de mal estar, em sua situação mais crítica, aos organismos do corpo humano se exposto por longos períodos. Em veículos com teto solar aberto, por exemplo, o ruído é considerado bastante incômodo quando os níveis medidos internamente atingem valores acima de 105 dB em determinada condição de marcha (Norma Interna Fiat C2059). A terminologia *buffeting* é

utilizada pela maioria dos autores na literatura correlata à aeroacústica veicular para expressar a sensação de “batimento” deste tipo de ruído no veículo. Alguns autores classificam o fenômeno como *booming* (Hucho, 1993), ou simplesmente ressonância de cavidade (Gloerfelt, 2009). Neste trabalho o fenômeno será tratado como *buffeting*, visto que este termo é o que mais se adéqua às características deste ruído.

Investigações experimentais de ruído de *buffeting* em veículos tiveram inícios nos meados da década de 60 por Bodger et al. (1964). No trabalho publicado por Bodger, o fenômeno era tratado como *wind throb*. Bodger estabeleceu uma conexão entre os resultados obtidos sobre o veículo e a teoria de Helmholtz. Esta teoria descreve a geração de ruído nas cavidades, em que a ressonância acústica do ar na cavidade e a sua abertura é tratada como um sistema massa-mola. Aspinall (1966), realizou pesquisas sobre veículos também envolvendo ruído de *buffeting* em baixas frequências, em torno de 10 Hz. O trabalho pioneiro realizado por Rossiter (1964), para entendimento da física do ruído aerodinâmico gerado pelo escoamento sobre cavidades abertas, contribuiu para entendimento do mesmo fenômeno de *buffeting* que ocorre em um veículo, o qual se comporta como uma cavidade aberta quando uma das janelas se encontra aberta.

Espelhos retrovisores externos e coluna A também serão alvos de estudos experimentais neste trabalho para avaliação do ruído causado pelo escoamento do ar. A função primária do espelho retrovisor externo é de prover ao motorista um campo de visão lateral e traseira do veículo. Por esta razão, este componente é posicionado em um local na parte frontal do veículo nas proximidades da coluna A fazendo junção entre o para-brisas e a janela lateral dianteira. Sendo assim, esta região se torna um ponto crítico do ponto de vista de geração de ruído aerodinâmico uma vez que, segundo Callister et al. (1998), o espelho retrovisor externo age como um corpo cilíndrico que contribui para a perturbação de escoamento do ar na região da janela lateral a qual, em conjunto com os vórtices gerados pela coluna A, pode resultar em níveis de ruído do aerodinâmico bastante elevados. Estudos experimentais realizados por Hamel et al. (1996) demonstraram que o espelho retrovisor contribui para o aumento do ruído aerodinâmico em até 20 dB em relação a uma condição medida, a título de verificação, sem o respectivo retrovisor. O ruído foi medido na região a jusante próximo ao vidro lateral, predominando na faixa de frequência abaixo de 1 kHz.

Em se tratando de ruído aerodinâmico as montadoras enfrentam grandes desafios, visto que problemas desta natureza são constatados, através de testes experimentais, somente

após a concepção final do produto. Neste caso, quando todos os componentes externos já foram definidos, pouco se pode atuar para solução dos problemas encontrados sem que sejam necessárias grandes modificações no projeto. Portanto, na definição do *design* de um novo produto e seus componentes externos agregados, torna-se necessário, por parte da engenharia da indústria automobilística, levar em consideração todos os fatores que influenciam na geração de ruído aerodinâmico, ainda em fase inicial de Projeto. Isto, considerando também questões de estética e de outras formas de desempenhos, como por exemplo, a aerodinâmica, o que torna o desafio ainda maior.

Para se atingir tal objetivo, torna-se necessário o uso de metodologias miradas em simulação computacional a qual possibilita prever problemas relacionados ao ruído aerodinâmico, antecipando assim as ações corretivas em tempo hábil. Métodos de simulação numérica que envolve aeroacústica em veículos podem ser perfeitamente realizados através de Dinâmica dos Fluidos Computacional CFD (*Computational Fluid Dynamics*) em conjunto com análise de aeroacústica computacional CAA (*Computational Aero Acoustics*). O rápido crescimento tecnológico no ramo de processadores de altas performances e desenvolvimentos de novos softwares comerciais tornou possível o uso desta ferramenta em aplicações extremamente complexas, como no caso de um automóvel. A Figura 1.4 ilustra uma simulação de um automóvel real realizado pelo método CFD.

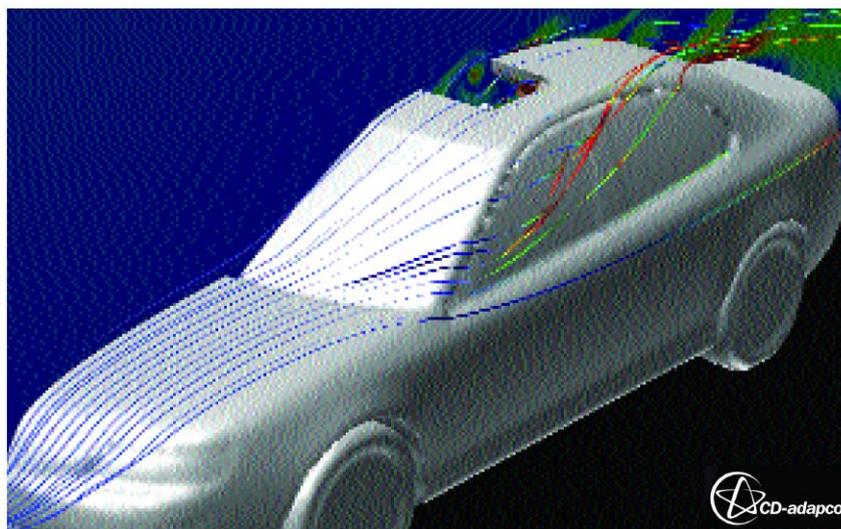


Figura 1.4 – Localização de vórtices ao redor de um veículo em simulação aeroacústica

Fonte: CD-Adapco

Cabe citar também outra vantagem do uso de métodos numéricos, que se deve à considerável redução de custos na fase inicial de projeto, já que esta metodologia reduz consideravelmente o número de ensaios e, conseqüentemente, o número de protótipos que seriam necessários para atingir tais objetivos com o uso de métodos puramente experimentais. Além disto, através de métodos numéricos é possível obter simultaneamente parâmetros físicos em qualquer parte do domínio ao passo que experimentalmente, estes mesmos parâmetros são obtidos através de um número limitado de sensores. Citam-se também outras vantagens obtidas pelo método de simulação numérica, conforme descritas abaixo:

- Redução do tempo de projeto e desenvolvimento;
- Estudo em escala real;
- Possibilidade de avaliação em condições não reproduzíveis experimentalmente (condições ideais ou perigosas);
- Fornece informações mais completas e detalhadas (todas as variáveis, em todo o domínio e em qualquer instante);
- Relação custo benefício cada vez maior.

Contudo, não obstante as inúmeras vantagens proporcionadas pelos métodos computacionais na predição de ruído aerodinâmico, não exclui definitivamente os testes experimentais. A solução numérica das equações do movimento contém diferentes fontes de imprecisões, que se devem, principalmente, às simplificações na modelagem do problema físico, aos erros de truncamento na forma discretizada das equações e aos erros de arredondamento decorrentes da representação finita dos números calculados (Colonius et al., 2004), isto considerando todos os parâmetros físicos que envolvem o problema sendo corretamente introduzidos na simulação. Sendo assim, antes que os resultados de uma simulação possam ser empregados na solução de problemas práticos, de forma confiável, é imprescindível que um modelo base de referência seja validado através de uma correlação experimental. Somente a partir de um modelo validado é que a simulação se torna uma

ferramenta apta para que, a partir de um modelo inicial, outras alterações possam ser executadas numericamente até alcançar uma condição ideal em termos de geração de ruído aerodinâmico. É bem verdade que as incertezas estão presentes também nos testes experimentais, logo, para se obter o máximo de confiabilidade nos resultados, testes experimentais que envolvem ruído aerodinâmico requerem necessariamente estruturas caras como túneis de vento, conforme exemplo ilustrado na Figura 1.5. Entretanto, os investimentos nestes recursos são extremamente elevados e pouco disponíveis no campo industrial, restando como opção, testes em pistas de provas ou mesmo, quando oferecem condições, em estradas ou rodovias.

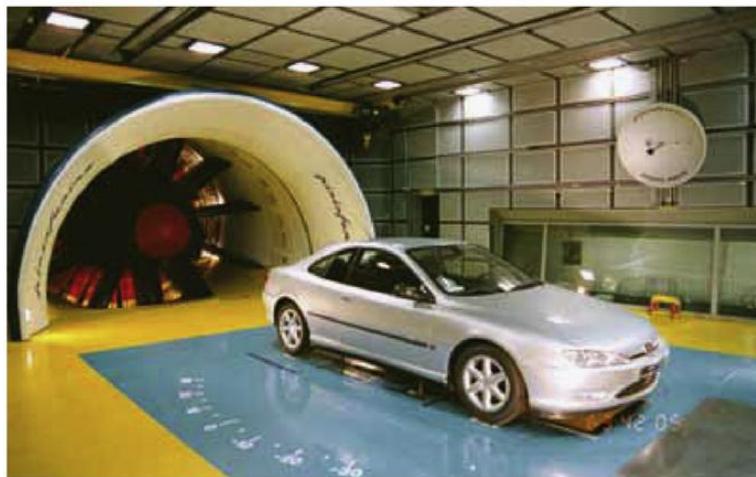


Figura 1.5 – Testes de ruído aerodinâmico sobre veículo em túnel de vento

Fonte: Cogotti, 2008

Outro importante fator a ser considerado, também em fase de inicial de um novo projeto, refere-se em se ter uma noção clara da magnitude do ruído aerodinâmico ou mesmo das características deste ruído em termos de frequência, os quais podem ser considerados aceitáveis do ponto de vista subjetivo de conforto acústico interno. É necessário, portanto, definir objetivos limites de projetos relacionados aos níveis de ruído que possam garantir, uma vez atingidos, o conforto acústico satisfatório do veículo.

De forma bem resumida, este é o cenário no ramo automobilístico envolvendo a desempenho quanto ao ruído aerodinâmico, o qual, embora envolva um extenso trabalho e um longo caminho a ser percorrido para que todos objetivos sejam efetivados, representa apenas uma pequena parcela deste complexo mundo que envolve o projeto de um veículo. Por este

motivo, tornam-se necessários estudos cada vez mais intensivos neste ramo de pesquisa, em particular, na área de aeroacústica veicular, foco que será dado neste trabalho de tese.

1.2 Objetivos do Trabalho

Diante do cenário exposto, será proposto neste trabalho, elaborar um completo estudo do comportamento aeroacústico de um veículo real. Tendo em vista o enorme campo de aplicação desta pesquisa, será proposto como objetivo primário, investigar os mecanismos de geração de ruído aerodinâmico de um veículo de produção, mais especificamente no fenômeno aqui denominado de *buffeting*. Pretende-se comprovar sobre veículo, por meio de uma metodologia de provas experimentais que serão desenvolvidas no decorrer deste trabalho, a hipótese de que a teoria que descreve o mecanismo de geração de ruído de escoamento do ar em uma cavidade simples aberta é perfeitamente aplicável ao fenômeno de *buffeting* em veículo, nas mesmas condições, com uma das janelas abertas. O trabalho engloba também o desenvolvimento de metodologias para caracterização das fontes de ruído externas, tendo por objetivo estudo do ruído gerado pela coluna A (coluna dianteira) e retrovisor lateral externo.

Este estudo abrangerá, desde uma minuciosa revisão bibliográfica envolvendo as físicas e fenômenos responsáveis pela geração de ruído destas fontes, métodos de medições experimentais, fatores que influenciam a geração de ruído destas fontes, estudo de diferentes formas de redução do ruído aerodinâmico e, finalmente, uma análise de simulação numérica, onde será utilizado o software comercial STAR CCM+. Na análise experimental, os testes serão conduzidos tanto em túnel de vento como em pista de testes. Os dados de provas obtidos em túnel de vento serão também utilizados para validação de simulação numérica, focado no ruído de *buffeting*, ruído de retrovisor e ruído da coluna A, através de um modelo numérico do mesmo veículo, em escala real. Propõe-se também correlacionar os dados de provas obtidos em túnel de vento com medições realizadas em estrada. Esta correlação permitirá validar, bem como entender as limitações de uma avaliação em estrada.

Considera-se também, como objetivo secundário, avaliar algumas equações analíticas que são encontradas frequentemente nas literaturas, e desenvolvidas para cálculo de alguns parâmetros diretos como frequência de excitação da abertura da cavidade e a frequência de

resposta acústica no interior da cavidade, com foco no estudo das características do ruído de *buffeting*. Visto que estes modelos analíticos foram desenvolvidos, seja por meio de dedução matemática a partir de condições iniciais e condições de contornos, seja empiricamente, em sua grande maioria com base em estudos sobre geometrias genéricas mais simplificadas, será uma boa oportunidade para avaliar a aplicação destes modelos sobre um veículo real. Os valores calculados analiticamente serão comparados com valores obtidos experimentalmente sobre o veículo real, onde a geometria do modelo é bem mais complexa, a fim de definir o melhor modelo que se adéqua na aplicação veicular.

Finalmente, pretende-se estabelecer uma integração maior entre grupos de estudos em aerodinâmica veicular envolvendo aeroacústica e desempenho aerodinâmico, no âmbito da indústria e universidade, buscando soluções integradas focadas em otimização de projeto. Entende-se que este trabalho irá contribuir, tanto no meio acadêmico como industrial, para o desenvolvimento profissional em uma área pouco explorada e que apresenta enorme campo de aplicação em várias áreas das indústrias, com especial importância na indústria automotiva.

De forma esquemática, a elaboração deste trabalho de pesquisa se dará conforme fluxograma apresentado na Figura 1.6:

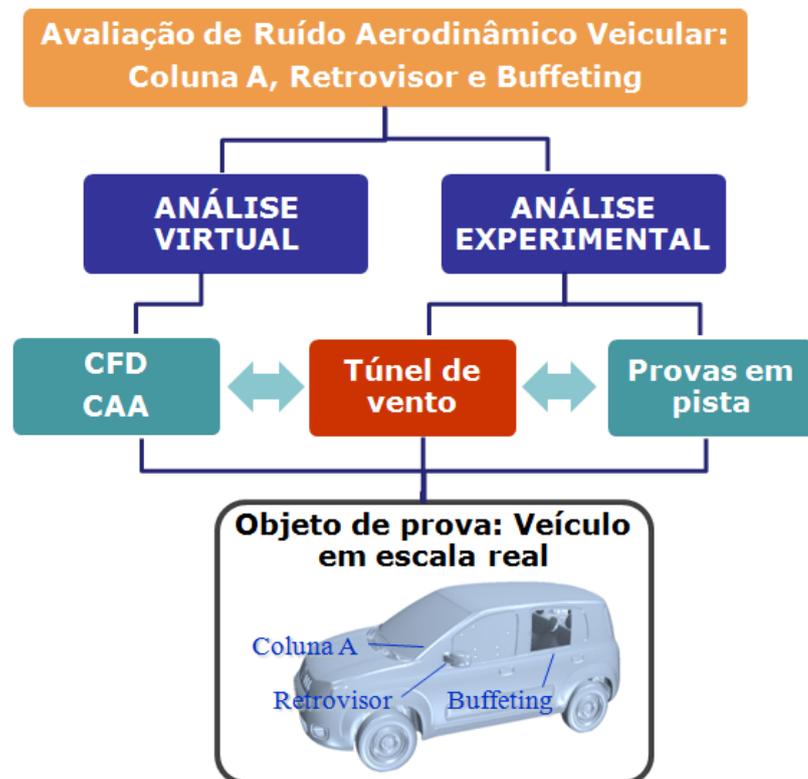


Figura 1.6 – Fluxograma de atividades do trabalho

Com base nestas premissas, o experimento proposto neste trabalho pode ser considerado relevante sob os seguintes aspectos:

- Compreender de forma bastante abrangente à ciência que envolve a geração de ruído aerodinâmico de um veículo, bem como metodologias de análise envolvendo simulação computacional CFD e testes experimentais, proporcionando ao engenheiro da área de aeroacústica plenas condições de desenvolvimento de soluções técnicas para correções de problemas desta natureza;
- Antecipação de diagnose de problemas relacionados ao ruído aerodinâmico ainda em fase de projeto do veículo, com auxílio de métodos numéricos e analíticos, garantindo tempo hábil para correções necessárias;
- Atingir qualidade sonora cada vez melhor do veículo, atendendo as expectativas dos clientes;
- Capacitação profissional em uma área pouco explorada no campo de estudo veicular, porém de fundamental importância do ponto de vista de conforto acústico no atual cenário automobilístico;

Por fim, este trabalho de pesquisa será útil para a indústria automobilística, no âmbito de projeto e engenharia, em primeira instância a área de desenvolvimento de Ruído e Vibrações, bem como a estudantes e professores da área de Engenharia Mecânica.

1.3 Divisão do Trabalho

Com todas as informações e análises reunidas, o trabalho final será redigido e apresentado de forma sequencial, além deste capítulo introdutório, na seguinte estrutura:

No Capítulo 2 serão apresentados inicialmente alguns conceitos básicos de acústica, porém de fundamental importância para entendimento da aeroacústica. Este estudo abrangerá todo princípio de geração do som, bem como as escalas adequadas para análise e formas de análises no domínio da frequência e do tempo. Será também estudada a forma com que o ouvido humano responde a um estímulo sonoro bem como a ponderação da escala logarítmica que corresponde, de forma aproximada, à percepção humana. Na sequência será apresentado, mais a título de introdução, estudo mais aprofundado envolvendo a aeroacústica propriamente dito. Dada à extensão do assunto que envolve o estudo de aeroacústica, seria impossível descrever todo o conteúdo em um único capítulo, entretanto, um esforço será feito para abordar ao máximo os pontos-chaves que envolvem a metodologia empregada no estudo de ruído aerodinâmico de um veículo, seja no campo experimental, seja no campo da simulação computacional. Sendo assim, será explanado o equacionamento que rege toda a dinâmica dos fluidos, responsáveis pela geração de ruído, bem como nas analogias que correlacionam estas equações com a propagação de ruído no meio circundante. O emprego destas equações no campo computacional será também explanado, bem como as principais técnicas, limitações e vantagens na predição de ruído aerodinâmico utilizando metodologia numérica CFD. Finalmente, serão abordados alguns mecanismos de geração de ruído aerodinâmico, que podem representar situações típicas que são encontradas no veículo, com foco nas fontes que serão investigadas.

No Capítulo 3 será apresentado, a título de revisão, um estudo sobre as principais fontes de ruído aerodinâmico de um veículo, bem como sua interação com o compartimento interno, com especial atenção às fontes de ruído aerodinâmico que se pretende estudar neste trabalho de tese, referentes ao ruído de *buffeting*, no ruído gerado pelo retrovisor externo e pela coluna A. O estudo envolve todo o processo de geração de ruído destas fontes, seguido de uma revisão de trabalhos de pesquisas e contribuições de vários autores no campo automobilístico, as quais darão suporte para desenvolvimento de uma metodologia de predição de ruído aerodinâmico que se pretende cumprir neste trabalho, tanto experimental como numérica, para caracterização destas fontes. Esta revisão abrangerá também, com especial atenção para estudo do ruído de *buffeting*, uma abordagem sobre as equações analíticas desenvolvidas para cálculo da frequência de perturbação causada pelo escoamento turbulento sobre uma cavidade aberta, responsável pela geração do ruído no interior de uma cavidade. Será feito também, na seção final deste capítulo, uma abordagem sobre os principais equipamentos e estruturas utilizadas nas medições experimentais de ruído

aerodinâmico de um veículo, como túnel de vento e sensores de medição de ruído. Nesta abordagem serão descritos as principais características e emprego destes equipamentos.

No capítulo 4, considerado a principal etapa deste trabalho, visto que neste capítulo será apresentada toda metodologia de provas experimentais para medição de ruído aerodinâmico de *buffeting*, retrovisor e coluna A, correlação dos resultados experimentais e numéricos e correlação das provas realizadas em túnel de vento e pista. Sendo assim, estes temas serão tratados em assuntos separadamente. A primeira seção para caracterização de ruído aerodinâmico veicular em túnel de vento focado em ruído de *buffeting*, ruído gerado pelo retrovisor e pela coluna A. Estes dados serão utilizados para validar a simulação numérica de aeroacústica CAA utilizando a metodologia CFD, que será explanado no Capítulo 5. No segundo tópico será desenvolvida uma metodologia de testes de ruído aerodinâmico em estrada, nas mesmas condições de testes e sobre o mesmo veículo previamente avaliado em túnel de vento, para uma posterior correlação com os dados obtidos em túnel de vento. Pretende-se, com esta correlação, entender melhor as limitações deste recurso para aplicação em medição de ruído aerodinâmico. No terceiro tópico deste capítulo será definida uma metodologia, por meio de medições experimentais sobre veículo, tanto na condição dinâmica em túnel de vento e em pista como em provas estáticas em câmara acústica, para confirmação das hipóteses levantadas no processo de geração de ruído de *buffeting* em um veículo. Com base nos estudos dos fundamentos teóricos abordados nos Capítulos 2 e 3, será estabelecida uma matriz de correlação teórica que caracterize o comportamento acústico do *buffeting* de um veículo em movimento, em termos de resposta da cavidade, trafegando com uma das janelas abertas. Será proposto também neste capítulo o estudo de alguns fatores que possam influenciar na geração de ruído destas fontes, bem como avaliação de algumas soluções clássicas para redução do ruído de *buffeting*. Por fim, será descrito a metodologia para medição experimental e estudo do ruído gerado pelo retrovisor e coluna A.

No capítulo 5 serão abordadas as principais etapas realizadas na definição da metodologia de simulação CFD para predição das fontes de ruído aeroacústica causadas pelo *buffeting*, retrovisor e coluna A do modelo numérico. A descrição desta metodologia engloba toda estrutura de simulação CFD envolvendo o pré-processamento, a resolução de CFD e o pós-processamento. Na etapa de pré-processamento, será descrito todo processo de entrada de dados para simulação CFD no programa computacional STAR CCM+, contendo a preparação da geometria do modelo numérico, definição do domínio computacional, geração de malhas

com as divisões em subdomínios menores para refinamento de malha em regiões de interesse e, finalmente, o estabelecimento de critérios para definição dos parâmetros computacionais e condições de contorno. Na fase de resolução numérica, serão descritos os critérios de escolha dos modelos de simulação considerando estados transiente e permanente, procedimentos de cálculos para identificação das fontes de ruído, modelos de turbulências que mais se adéquam na simulação de aeroacústica aplicado no campo industrial e definição de parâmetros físicos e temporais na simulação. Na etapa de pós-processamento, será descrito o procedimento de processamento dos sinais para posterior análise dos resultados.

No Capítulo 6 serão apresentados e analisados os resultados obtidos experimentalmente referentes ao ruído aerodinâmico gerado pelo *buffeting*, retrovisor e coluna A, que serão tratados em três etapas individualmente. Na primeira parte, o foco será dado para compreensão no mecanismo de geração do *buffeting*. Os resultados obtidos nas medições de *buffeting*, nas várias condições preestabelecidas na metodologia descrita no Capítulo 4, serão criteriosamente avaliados, bem como vários parâmetros que influenciam na geração deste ruído. Os resultados das avaliações experimentais serão organizados, formando uma nova matriz de correlação com dados experimentais, onde será estabelecida uma comparação direta com a matriz de correlação teórica, exposta no Capítulo 4, de forma a comprovar toda a teoria de geração do *buffeting*. Nas duas etapas subsequentes, serão apresentados os resultados experimentais para caracterização do ruído do retrovisor e da coluna A respectivamente.

O estudo da correlação envolvendo os testes de ruído aerodinâmico em túnel de vento e pista, tanto do ponto de vista interno do veículo como nas regiões das fontes externas, no retrovisor lateral e coluna A, serão apresentados em capítulo a parte no Capítulo 7.

Finalmente, no Capítulo 8, serão apresentados os resultados obtidos na simulação numérica CFD, tanto em termos quantitativos como qualitativos. A análise incluirá informações adicionais que contribuirão para melhor entendimento do mecanismo de geração de ruído destas fontes. Os resultados quantitativos, extraídos das sondas virtuais posicionadas nos mesmos locais onde foram posicionados os microfones para medição de ruído de *buffeting*, retrovisor e coluna A serão correlacionados com os resultados dos testes experimentais para validação do modelo numérico.

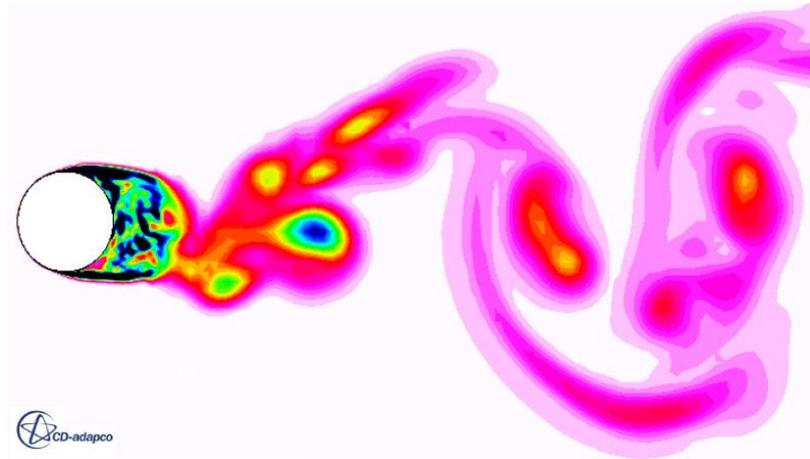
O trabalho será concluído no Capítulo 9 com uma análise final e comentários dos pontos principais abordados em toda extensão deste trabalho, conclusões dos resultados e

considerações finais, demonstrando que os objetivos propostos foram alcançados, de forma plena e satisfatória. Serão discutidos os principais problemas encontrados, limitações, contribuições e sugestões para trabalhos futuros.

O trabalho constará ainda de três apêndices que trarão informações detalhadas de alguns assuntos específicos que fizeram parte ou complementaram as metodologias abordadas ao longo do desenvolvimento deste trabalho. No Apêndice A, serão descritos todo procedimento utilizado para levantamento dos erros e incertezas das medições experimentais. No Apêndice B, será descrito o procedimento desenvolvido na simulação numérica para levantamento dos modos acústicos do habitáculo interno do veículo, baseada na metodologia FEM. Os valores numéricos das frequências dos modos de cavidades foram validados com dados obtidos dos testes experimentais. Finalmente, no Apêndice C, será dada especial atenção ao procedimento para validação das equações de modelos analíticos, utilizados para cálculos de frequências ligadas a modos acústicos e excitações de escoamentos em cavidades abertas, dentre as quais algumas foram utilizadas para comprovação das hipóteses levantadas no desenvolvimento deste trabalho de tese.

Capítulo 2

Fundamentos da Aeroacústica Clássica



Formação de vórtices periódicos causados pela separação do escoamento sobre um corpo cilíndrico simulado em CFD (Fonte: CD Adapco, 2012)

2.1 Introdução

O estudo da aeroacústica distingue-se dos demais campos da acústica por lidar com os problemas de radiação sonora induzida pelo escoamento de ar turbulento ou devido à interação entre escoamentos e componentes sólidos e, de uma forma mais abrangente, trata de problemas de propagação do som em escoamentos estacionários ou não estacionários (Bruneau, 2006). Como exemplo, citam-se a interação da esteira de vórtices gerada pelo escoamento ao redor de corpos, cavidades abertas ou mesmo formados por jatos, com o meio que, no caso mais comum, é o próprio ar. Estas situações estão sempre presente em sistemas que são submetidos à alta velocidade de operação, como veículos, aviões e trens balas, fazendo com que este estudo abranja um vasto campo de aplicações, principalmente na

área industrial. Como estes sistemas fazem parte do nosso cotidiano, merecem atenção especial no sentido de identificação e tratamento das fontes de aeroacústica.

A mais notória fonte de ruído, dentro deste campo de aplicações, consiste no ruído de fluxo gerado pelos motores a jato em aviões, principalmente no que diz respeito ao atendimento aos limites legislativos impostos em aeroportos (Lele, 2006). Este assunto é de tamanha importância, tanto que o estudo da aeroacústica iniciada por Lighthill, em 1952, foi motivada pela necessidade de se ter motores a jato mais silenciosos (Lighthill, 1952). Entretanto, com os avanços nos estudos nesta área específica, outras fontes passaram a ter também importância, do ponto de vista de conforto acústico dos passageiros. Cita-se como exemplos, conforme ilustrado na Figura 2.1, os próprios motores de propulsão a jato, o ruído do escoamento passando pela fuselagem de aviões, incluindo o ruído do trem de pouso, os *slats* e os *flaps* das asas, que se tornaram também componentes significativos na contribuição do ruído global, especialmente no momento de aterrissagem das aeronaves.



Figura 2.1 – Fontes de ruído aerodinâmico típicas de uma aeronave

Fonte: *Technical Documentation AIRBUS A340*, 2003

O ruído aerodinâmico passou a ser um problema também em trens, desde o surgimento dos denominados “trens balas” a partir de 1964, no Japão, operando inicialmente a 210 km/h, com aumento progressivo da velocidade desde então (Thompson, 2009). Atualmente, trens desta categoria, a exemplo dos trens denominados TGV (*Train à Grande Vitesse*) conforme ilustração na Figura 2.2, alcançam velocidades próximas de 575 km/h. Como consequência do

aumento da velocidade, no entanto, inevitavelmente houve também aumento de ruído. Em se tratando de ruído de rolagem do trem nos trilhos, os níveis aumentam com a velocidade a uma taxa de $30 \log_{10} V$, onde V refere-se à velocidade (Thompson, 2009). Já o ruído originado de fontes aerodinâmicas aumenta mais rapidamente com a velocidade, com níveis crescentes tipicamente em torno de $60 \log_{10} V$. Isto indica que, em altas velocidades de operação, a fonte de ruído é predominantemente aerodinâmica.



Figura 2.2 – Exemplos de trens de alta velocidade - TGV

Fonte: Thompson, 2009

Finalmente, na indústria automotiva, entende-se ser o campo mais vasto de aplicação do estudo das fontes de ruído aerodinâmico. Isto porque o automóvel é considerado como o principal meio de transporte privado por décadas (Cerrato, 2009). No veículo, este tipo de ruído normalmente é predominante nos retrovisores externos, na coluna dianteira e limpadores de para-brisa (Thompson, 2009). Como o ruído aerodinâmico de um veículo automotor será alvo de estudo neste trabalho, maiores detalhes focados neste assunto serão apresentados nos tópicos seguintes.

Porém as aplicações do estudo da aeroacústica vão muito além do escopo deste trabalho. No campo da marinha, por exemplo, o ruído emitido pelas hélices dos navios pode propagar no meio líquido um “falso sinal” de forma que os sonares não consigam interpretar corretamente os sinais de retorno, afetando na detecção de um submarino (Lele, 2006). Outros exemplos incluem o ruído de turbinas eólicas, ventiladores axiais e centrífugos em máquinas rotativas, e rotores de helicóptero.

Entretanto, uma completa investigação do comportamento aeroacústico de uma determinada fonte, a exemplo das fontes anteriormente citadas, não é uma tarefa simples de ser realizada. O fato de que o som é gerado dentro do meio acústico através do qual se propaga, aumenta a complexidade de análise tanto no campo experimental como numérico. Esta complexidade aumenta ainda mais, visto que os escoamentos que geram o ruído indesejado são, por natureza, não lineares, instáveis e turbulentos (Lele, 2006).

Do ponto de vista de simulação de aeroacústica, torna-se bastante difícil a predição do ruído produzido por escoamentos, devido a não linearidade das equações governantes. A geração do som ocorre tipicamente em altas velocidades dos escoamentos, para os quais os termos não lineares de inércia da equação de movimento são muito maiores do que os termos viscosos (elevado número de Reynolds). Como a geração do som representa uma fração mínima da energia no escoamento, a previsão direta da geração de som se torna uma tarefa bastante difícil. Esta situação é ainda mais dramática quando análises envolvem velocidades subsônicas em espaço de campo livre. O fato de que o campo sonoro é, em certo sentido, uma pequena perturbação do escoamento, pode, entretanto, ser usado para obter soluções aproximadas (Rienstra e Hirschberg, 2004).

Aeroacústica fornece algumas aproximações e ao mesmo tempo uma definição do campo sonoro como uma extrapolação de escoamento de referência ideal. A diferença entre o atual escoamento e o de referência é identificada como uma fonte sonora. Esta ideia foi introduzida por Lighthill, o qual recebeu a denominação de analogia (Lighthill, 1952). Neste contexto, Sir James Lighthill publicou seu principal trabalho intitulado “*On Sound Generated Aerodynamically*” I e II (1952), amplamente reconhecida como sendo um dos principais trabalhos e pioneiro do estudo neste campo de pesquisa, estabelecendo uma base teórica quando se refere à investigação de ruído aerodinâmico. A ideia introduzida por Lighthill consiste em substituir o real campo de escoamento gerador de ruído por um sistema equivalente de fontes sonoras agindo sob um fluido estagnado uniforme governado por equações padrões de propagação sonora. A caracterização aerodinâmica destas fontes torna-se então a questão principal na predição de ruído.

Posteriormente, a analogia de Lighthill foi extrapolada para aplicações em situações particulares de escoamentos e campos sonoros, como nas analogias de Curle em 1955 e Ffowcs Williams e Hawkins, no final dos anos sessenta. Curle (1955), em sua analogia considerou o efeito da interação fluido-estrutura na geração de ruído e, mais tarde,

generalizada por Ffowcs Williams e Hawkings (1969), levando em conta o movimento arbitrário da superfície. Esta última formulação foi desenvolvida especificamente para as previsões de ruído nas pás do rotor aerodinâmico, como nos helicópteros e turbinas aplicadas no campo industrial.

Enquanto que em acústica de um meio quiescente é bastante indiferente se considerarmos uma equação de onda para a pressão ou densidade, em aeroacústica a escolha de uma variável diferente corresponde a uma diferente escolha do escoamento de referência e, portanto, a outra analogia. Embora todas estas analogias sejam reformulações das mesmas equações básicas da dinâmica de fluidos, vale ressaltar que a analogia é usada como uma aproximação, logo essa aproximação é baseada em algumas intuições e normalmente observações empíricas (Rienstra e Hirschberg, 2004).

Felizmente, com o grande avanço na área computacional e experimental, tornou-se possível o uso de poderosas ferramentas para predição e medição de ruído aerodinâmico, dentro de uma faixa de incerteza aceitável. Serão abordados, neste capítulo, temas que descrevem princípios básicos de ruído aerodinâmico e, posteriormente, serão abordados algumas metodologias e instrumentos experimentais e teóricos utilizados para investigar fenômenos aeroacústicos. Será também apresentado um panorama sobre as várias fontes de ruído aerodinâmico presentes em um veículo, foco de pesquisa deste trabalho. Dentro do contexto deste trabalho, os conceitos aqui apresentados servirão de base para introdução ao estudo de aeroacústica propriamente dito, nos capítulos subsequentes.

2.2 Fundamentos da Acústica

O som faz parte de nossa vida diária, podendo nos proporcionar tanto experiências agradáveis e benéficas, como também sensação de incômodo ou, em casos extremos, até mesmo dor. No caso do efeito negativo causado pelo som, é comumente denominado “ruído”. O ruído é definido, do ponto de vista subjetivo, como um som desagradável ou não desejável, que geralmente causa incômodo (Brüel & Kjaer, 1998). A situação mais crítica encontrada no cotidiano é quando o som causa danos ao sistema auditivo humano, motivo pelo qual se torna necessário a medição e o controle do som. Em vista disto, o ruído passa a ser considerado não somente como um item de conforto acústico, mas também como um item de segurança.

Os benefícios obtidos com as medições do som são muitos, pois nos permitem avaliações objetivas em ambientes diversos e diagnose de anomalias através de análises de sinais precisas e científicas. As medições sonoras objetivas indicam, claramente, quando um som pode causar incômodo ou danos à audição, permitindo que sejam tomadas medidas corretivas. Entretanto, o ruído não pode ser encarado somente de modo objetivo ou mesmo quantificado apenas pelo nível de pressão sonora, ou pela análise de frequência. Existem fatores subjetivos que influenciam a avaliação do ruído pelo indivíduo. O ser humano classifica a sensação de ruído por adjetivos pelos quais os aparelhos de medição de ruído não são capazes de detectar ou identificar (Brizon, 2011). É necessário considerar os limites auditivos, limiares de dor, percepção da intensidade e da frequência do som, mascaramento, e os efeitos da audição binaural (localização das fontes, efeito estéreo, surround, etc.). Nestes termos, a psicoacústica, através de suas métricas, tenta descrever a relação entre estímulos (o ruído) e a sensação auditiva (Zwicker e Fastl, 1999). Neste trabalho não será dado ênfase a uma análise de psicoacústica, visto que, para caracterização das fontes de ruído aerodinâmico que se pretende neste estudo proposto, considera-se suficiente a análise do nível de pressão sonora utilizando escala logarítmica (dB). Finalmente, a medição e a análise do som são poderosas ferramentas de diagnose, nos programas de redução de ruído e também para melhoria da qualidade de nossas vidas.

2.2.1 Mecanismo de Geração da onda sonora

Do ponto de vista físico, o som é definido como qualquer variação de pressão no ar em torno da pressão atmosférica que o ouvido possa detectar. A flutuação da onda no tempo em torno da pressão atmosférica (100 kPa em nível do mar) é chamada Pressão Sonora $p(t)$.

O ruído é definido como uma combinação de sons em vários tons, cujas características podem tanto variar no tempo (regime transitório) como permanecer constante no tempo (regime permanente). O número de variações da pressão, por segundo, é chamado de frequência sonora, medida em ciclos por segundo, ou Hertz (Hz).

O som é o resultado da variação de pressão, ou oscilações, em um meio, como a água ou ar. A variação de pressão é causada pelos choques sucessivos das partículas no meio, onde são formadas uma sequência de compressões e rarefações através do qual ocorre o fluxo de energia na forma de ondas sonoras. Entende-se por onda uma perturbação ou um movimento vibratório que se propaga progressivamente (Brüel & Kjaer, 1998).

A vibração de uma superfície (por exemplo, a membrana de um alto falante), ou mesmo um escoamento turbulento, como no caso da aeroacústica, faz com que as partículas do ar em contato tenham as mesmas características de movimentação e que se transmitem para outras partículas. Uma parcela de energia de vibração da superfície é convertida em energia sonora, que é irradiada pela superfície.

2.2.2 Propriedades Físicas do Som

Durante a propagação de uma perturbação periódica são formadas as frentes de ondas que se deslocam com certa velocidade, denominada velocidade de propagação c . O comprimento λ de uma onda completa percorrida em um determinado tempo T na frequência f estão relacionados da seguinte forma:

$$c = \lambda \times f \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \quad (2.1)$$

$$f = \frac{1}{T} [\text{Hz}] \quad (2.2)$$

Neste caso, a frequência é inversamente proporcional ao comprimento da onda, quanto maior a frequência, menor o comprimento de onda. A velocidade c depende do meio de propagação e a temperatura do meio. No ar, em uma determinada temperatura a velocidade do som é dada por:

$$c = 332 + 0,6T_c \quad (2.3)$$

onde T_c é a temperatura do ar em °C. De forma alternativa, a velocidade do som pode ser calculada usando a equação de estado dos gases, dado por:

$$c = \sqrt{\frac{\gamma R T_K}{M}} \quad (2.4)$$

onde T_K é a temperatura do ar, R é a constante universal do gás, cujo valor é de 8.314 J/Mol.K e M é a massa molecular, sendo para o ar 0,029 kg/mol. A razão de calores específicos, γ , para o ar é de 1,402.

O nível sonoro mais baixo que o ouvido humano possa detectar, em média, possui pressão efetiva de 20 μ Pa, ao passo que, no outro extremo de escala, o limite tolerável da sensação de dor causada pelo ruído corresponde a uma pressão em torno de 200 Pa. A enorme faixa entre os limites mínimo e máximo, faz com que o uso de uma escala de som tomando como parâmetro o Pascal torna-se de difícil leitura. Para resolver este inconveniente, foi criada uma escala logarítmica denominada escala decibel (dB), com o objetivo de compactar a escala de valores de pressão que representam a pressão sonora. Nesta escala, o nível de pressão sonora (NPS) é definido matematicamente como:

$$NPS = 10 \log \left(\frac{p_{rms}}{p_{ref}} \right)^2 \quad (2.5)$$

A escala decibel utiliza o limiar da audição como seu ponto de partida, de forma que o valor inicial desta escala seja nulo (pressão de referência $p_{ref} = 2 \times 10^{-5}$ Pa) e o limiar da dor como final de escala de pressão sonora $p_{rms} = 200$ Pa. Desta forma pode ser obtida uma escala com faixa de valores numericamente mais baixos restritos apenas na faixa entre 0 a 140 dB respectivamente. Outro aspecto importante da escala dB é que ela proporciona uma aproximação muito melhor à percepção humana de audibilidade relativa, em relação à escala em pascal, uma vez que o ouvido humano é sensível a variação de 1 dB (Gerges, 2005).

2.2.3 Ambientes de medição do som

A propagação do som no ar pode ser comparada às ondas na água. As ondas espalham-se uniformemente em todas as direções, diminuindo em amplitude conforme se distanciam da fonte. Durante a propagação de uma onda não ocorre transporte de matéria de um ponto para outro do meio, mas somente transporte de energia.

Um campo onde as ondas sonoras podem se propagar livremente, ou seja, em um meio livre de qualquer objeto que possa perturbar as ondas sonoras, é chamado de campo livre (Brüel & Kjaer, 1998). Neste ambiente as ondas se propagam em uma direção definida. Tal

condição pode ser representada, por exemplo, no alto de um mastro ao ar livre. Em campo livre, quando a distância entre a fonte e o receptor é dobrada, equivale a uma queda de 6 dB do nível de pressão sonora. Entretanto, este fenômeno ocorre apenas em condições ambientais ideais onde não possuem obstáculos que possam refletir ou bloquear o caminho do som, dependendo das propriedades de absorção deste objeto, tamanho e comprimento de onda do som. Em geral, o objeto deve ser maior do que um comprimento de onda, a fim de perturbar significativamente o som.

O oposto de um ambiente de campo livre é denominado de campo difuso. Este campo consiste em um ambiente totalmente fechado onde todas as superfícies são construídas com propriedades bastante reflexivas, não existindo superfícies paralelas. Nesta condição, cria-se um pretense campo de difusão, visto que a energia sonora é uniformemente distribuída em toda sala, ou seja, o nível de pressão sonora em qualquer ponto dentro deste ambiente é praticamente o mesmo, devido às reflexões.

Na prática, de forma geral as medições de ruído são feitas em ambientes que não são totalmente um campo livre ou totalmente reverberante, mas algo intermediário, o que torna difícil a definição da posição correta de medição, quando se deseja medir o ruído de uma dada fonte. Em medições de ruído realizadas neste tipo de ambiente, vários erros são possíveis. No primeiro caso, quando se mede muito próximo da fonte, o nível de pressão sonora pode variar significativamente com uma pequena variação de posição do microfone. Esta situação ocorre quando a distância é menor do que o comprimento de onda de mais baixa frequência emitida pela fonte, ou quando a distância é menor que duas vezes a maior dimensão da fonte. Esta situação é chamada de “campo próximo”, e medições nesta posição devem ser feitas em casos bastante restritos. Outros erros podem ocorrer, quando se mede muito distante da fonte, e próximo de algum outro obstáculo (paredes ou objetos de grande porte), formando um “campo reverberante”. Neste caso, as reflexões causadas por estes obstáculos podem ser tão fortes quanto o som emitido pela própria fonte, o que não possibilita também executar medições corretas. Entre as duas situações, encontra-se o “campo distante”, em que o nível decai linearmente de 6 dB para o dobro da distância a partir da fonte, sendo, portanto, o ponto mais ideal para medições.

2.2.4 Análise espectral de ruído

A pressão sonora, em sua forma original, manifesta-se em forma de onda que se propaga no domínio do tempo, sendo, portanto, a forma na qual é registrada pelos instrumentos. Entretanto, a análise feita apenas com este sinal é de difícil interpretação, mesmo porque, em casos reais o som não se manifesta apenas em tons puros, e sim em uma composição de vários tons simultaneamente no tempo, o que se torna conveniente converter o sinal de ruído emitido do domínio do tempo para o domínio da frequência. Este processo é executado pelos instrumentos de medições através de duas formas (Bies e Hansen, 1996). A primeira requer o uso de bandas digitais limitadas ou filtros analógicos. A segunda com uso de análise de Fourier onde o sinal no domínio no tempo é transformado no domínio da frequência usando uma série de Fourier. O processo é implementado na prática digitalmente, referido como DFT (*Discrete Fourier Transform*), usando um eficiente algoritmo conhecido como FFT (*Fast Fourier Transform*). A soma dos níveis sonoros de todas as bandas de frequências é denominada nível geral.

2.2.5 Mecanismo de audição

Vários fatores contribuem na importância do estudo sobre o funcionamento e comportamento do sistema de audição, entre eles, devido ao esforço cada vez maior de reproduzir nos sistemas de medições, o mesmo comportamento subjetivo envolvendo a qualidade sonora percebida pelo ser humano. A deterioração do sistema auditivo por exposições em tempos prolongados ao ruído também é um fator importante, porém pouco será abordado neste estudo. Sendo assim, o objetivo principal deste tópico é de entender o mecanismo de audição, associadas às escalas ponderadas utilizadas como padrões na avaliação do ruído.

Os componentes principais que formam a audição estão mostrados na Figura 2.3 e são o ouvido externo, o ouvido médio e o ouvido interno. O ouvido externo é formado pelo pavilhão e pelo canal auditivo, cujo comprimento médio é de 2,2 cm. O ouvido médio é formado pela região desde o tímpano até as janelas oval (entrada da cóclea), incluindo os três ossículos, martelo, bigorna e estribo. Esta região está ligada à garganta através do Tubo de Eustáqueo, que possui a função de equalização das pressões atmosféricas entre os dois lados do tímpano. O ouvido interno é formado pela cóclea. O fluido endolinfático que preenche o interior da cóclea, preenche também os canais semicirculares. Estes fornecem o sentido de

equilíbrio à pessoa. As cócleas contêm células ciliares, representando o “transdutor” do nosso organismo às sensações sonoras (Gerges, 2005).

Uma onda sonora ao incidir sobre o ouvido propaga-se através do canal auditivo, movimentando o tímpano e através dos três ossículos, movimenta também a janela oval. Com isso o fluido endolinfático é bombeado no interior da cóclea de forma proporcional à pressão sonora incidente.

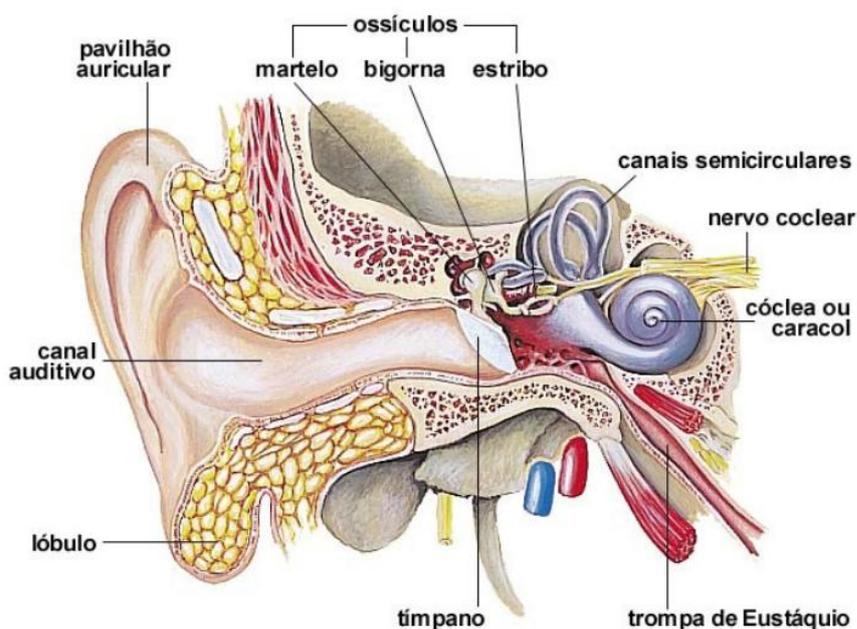


Figura 2.3 – Anatomia do ouvido humano

Fonte: <http://ouveosilencio.wordpress.com/surdez/morfologia-do-ouvido/>

Sons de alta intensidade estimulam o reflexo aurial que consiste na contração dos músculos que estão unidos aos ossículos. Com isso, este caminho de fluxo de energia vibratória para a cóclea torna-se enrijecido, protegendo a cóclea contra vibrações excessivas causadas por ruídos intensos. Tem-se a sensação de uma surdez temporária, que pode ser observada ao sair do interior de um ambiente após exposição prolongada sem protetores auriculares a elevado nível de ruído (sugere-se ocorrência na ordem de NPS = 110 a 120 dB).

2.2.6 Limite auditivo de frequência

A capacidade da sensação auditiva humana é limitada pela faixa de frequência compreendida entre 20 Hz a 20.000 Hz. Quando a frequência de excitação ocorre abaixo de 20 Hz, é denominado infrassom, e acima de 20 kHz, ultrassom. Com o avanço da idade, a percepção humana das frequências mais elevadas diminui gradualmente. Quando expostos a níveis de ruído excessivo, a audição pode ser danificada, causando reduzida sensibilidade em baixos níveis sonoros. A faixa de interesse de análise de ruído industrial limita-se, de forma geral, entre 20 a 10.000 Hz. É necessário, portanto, o conhecimento prévio da gama de frequência do sistema a ser analisado (Brüel & Kjaer, 1998).

2.2.7 Curvas de igual audibilidade

O ouvido humano não é igualmente sensível em todas as frequências, ou seja, a sensação subjetiva da intensidade depende da frequência do som. A fim de mensurar subjetivamente a intensidade dos sons, foi criada uma grandeza psicoacústica, chamada nível de audibilidade (“loudness”).

Os primeiros pesquisadores a medir experimentalmente o nível de audibilidade para tons puros de diversas frequências foram Fletcher e Munson (Bistafa, 2006). Um grupo de ouvintes devidamente orientados eram solicitados a ajustar o nível sonoro de um tom puro em determinada frequência, de modo que julgassem subjetivamente tão intenso quanto o de um tom puro em 1000 Hz com nível sonoro conhecido. O nível sonoro do tom puro em 1000 Hz passou a ser a medida do nível de audibilidade e a unidade fundamental para representá-lo foi chamada de Phon ou fone.

Deste experimento construíram-se curvas interligando os pontos de um mesmo nível de audibilidade, denominadas curvas isofônicas. Devido à sua importância essas curvas foram normalizadas pela *International Organization for Standardization* (ISO). A Figura 2.4 ilustra uma família de curvas que indicam o nível de pressão sonora necessário, para qualquer frequência, para fornecer a mesma audibilidade aparente que um tom de 1000 Hz. Percebe-se através das distribuições destas curvas que a percepção sonora humana possui uma menor sensibilidade do sistema auditivo nas baixas frequências do que nas altas, onde o som é atenuado pelo ouvido humano. Percebe-se também que o ouvido humano é mais sensível em uma faixa específica de frequência, entre 3 a 4 kHz, devido à ressonância do primeiro modo do canal externo que se encontra dentro desta faixa.

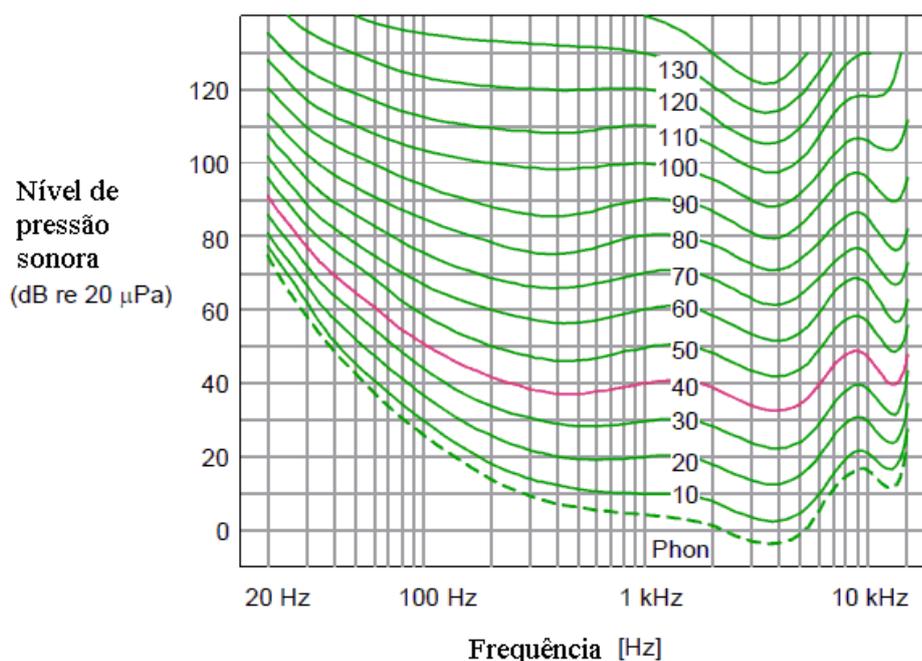


Figura 2.4 – Curvas de contornos de igual audibilidade

Fonte: Brüel & Kjaer, 1998

2.2.8 Curvas de ponderação

De forma a adequar a resposta acústica medida por um instrumento na forma como este mesmo ruído é percebido subjetivamente pela audição humana, foram introduzidos eletronicamente nos instrumentos de medição quatro curvas de ponderação originadas das curvas de igual sonoridade, denominadas circuito de compensação « A », « B », « C » e « D ».

O circuito « A », obtido através da curva de 40 Phon, aproxima-se do inverso das curvas de igual audibilidade para baixos NPS; o circuito « B » obtido através da curva de 70 Phon para médios NPS, e o circuito « C » obtido através da curva de 100 Phon para NPS altos. Uma característica com uso bastante particular, a compensação « D », foi padronizada para medições de ruído em aeroportos. A curva de ponderação « A » é considerada a mais importante, no âmbito de ruído industrial e ambiental, pois é utilizada diretamente para expressar vários tipos de ruído, como por exemplo, ruído ocupacional, ruído rodoviário, conforto interno de ambientes, ou mesmo o ruído no interior de um veículo.

A Figura 2.5 ilustra o formato das curvas que representam os filtros eletrônicos que, incorporados aos instrumentos de medição, proporcionam leituras de níveis de ruído ponderado (com a frequência), sendo os níveis expressos em dB(A), dB(B), dB(C) ou dB(D), ou seja, o medidor responde ao som, aproximadamente do modo percebido pelo ouvido humano.

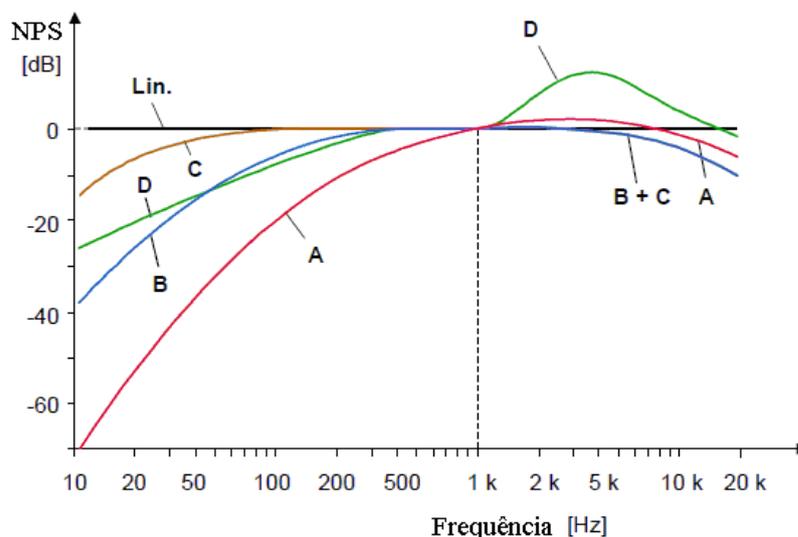


Figura 2.5 – Curvas de NPS ponderada em função da frequência

Fonte: Brüel & Kjaer, 1998

2.3 Equações de Acústica de Campo Livre

A disciplina de aeroacústica está estreitamente relacionada com a dinâmica de fluidos, visto que as fontes de ruído aerodinâmico são geradas e propagadas pelo escoamento de fluido. Os fenômenos associados aos mecanismos de geração de ruído aerodinâmico podem ser entendidos e analisados no âmbito da dinâmica de fluidos. Considera-se, portanto, uma prévia dedução das equações que regem a dinâmica dos fluidos como base para entendimento das equações governantes da aeroacústica.

Na dinâmica dos fluidos, gases e líquidos podem ser considerados como um meio contínuo. É correto, portanto, a definição de “elemento de volume fluido”, de dimensões muito superiores quando comparadas com as pequenas escalas moleculares, porém pequena o bastante quando comparada com as outras escalas de comprimento que normalmente envolve

problemas de escoamento (Rienstra e Hirschberg, 2012). O movimento de um fluido pode ser descrito utilizando as leis de conservação de massa, momentum e energia, aplicada a uma partícula de fluido elementar. Para efeito de simplificação, algumas aproximações de primeira ordem, consideradas importantes nos desenvolvimentos das equações de aeroacústica, são observadas:

- Efeitos de viscosidades são negligenciáveis (meio invíscido) devido aos elevados números de Reynolds envolvidos (da ordem de 10^8 para som na atmosfera);
- Presença do campo sonoro no meio como uma perturbação linear, uma vez que as perturbações induzidas no meio por uma onda sonora são muito pequenas, portanto, desprezíveis;
- Aproximações de primeira ordem, na maior parte dos problemas, dado que, o produto de duas perturbações é desprezado e todas as equações que descrevem o movimento são lineares.

O som pode ser definido como perturbações de pressão (p) / densidade (ρ) em processo isentrópico ($s = s_0$) em um meio fluido. Estas perturbações são, geralmente, muito pequenas e se propagam em um fluido a uma velocidade c_0 determinada pela seguinte expressão:

$$c_0 = \sqrt{\left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_{s=s_0}} \quad (2.6)$$

Em muitas condições de escoamento, como no caso de escoamento sobre veículo, o fluido considerado é o ar em condições de pressão e temperatura ambiente. Nestas condições, é válida a lei do gás ideal:

$$c_0 = \sqrt{\gamma RT} \quad (2.7)$$

onde R é a constante do gás, $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$ é a razão de calor específico e T a temperatura absoluta em K.. Para uma transformação isentrópica a equação de energia reescrita em termos de variação de entropia leva à relação de Poisson entre pressão local e da densidade, a saber: $p = \rho^\gamma$ que, combinada com a definição de som nas equações (2.6) e (2.7), resulta em uma relação linear entre pressão e as flutuações de pequena densidade pelo quadrado da velocidade do som.

$$p' = c_0^2 \rho' \quad (2.8)$$

Na dinâmica dos fluidos as equações básicas de conservação da massa e momentum para um fluido compressível, na forma diferencial, podem ser descritas como:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho v_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.9)$$

$$\frac{\partial \rho v_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho v_i v_j}{\partial x_j} = - \frac{\partial \mathcal{P}_{ij}}{\partial x_j} + \mathcal{F}_i \quad (2.10)$$

onde v é a velocidade, \mathcal{F} é a força externa agindo na massa do fluido, enquanto que o termo $\frac{\partial \mathcal{P}_{ij}}{\partial x_j}$ é a força líquida que atua sobre a superfície do elemento de volume infinitesimal, o qual é expressa em termos do componente do tensor de tensões \mathcal{P} . O tensor \mathcal{P}_{ij} assume a seguinte aproximação dentro do escoamento:

$$\mathcal{P}_{ij} = p \delta_{ij} - \sigma_{ij} \quad (2.11)$$

onde o termo isotrópico $p \delta_{ij}$ deste tensor corresponde ao efeito da pressão hidrodinâmica $p = \mathcal{P}_{ij}/3$, sendo $\delta_{ij} = 0$ para $i \neq j$ e $\delta_{ij} = 1$ para $i = j$. A divergência σ_{ij} do comportamento hidrodinâmico corresponde ao efeito de viscosidade do fluido, o qual será assumido nulo para efeito de aproximações nas equações de aeroacústica.

Em acústica se considera pequenas perturbações de um escoamento. Isto irá permitir uma linearização das equações constitutivas de conservação de massa, energia e quantidade de movimento para obter, após uma linearização, a equação da onda. Serão consideradas aqui

perturbações acústicas de um fluido uniforme estagnado (repouso). Neste caso particular, será discutida a ordem de magnitudes de vários efeitos, no sentido de justificar as aproximações que serão utilizadas adiante. Será focado na perturbação de pressão p' o qual se propaga como onda e que pode ser percebido pelo ouvido humano. Conforme descrito no item 2.2.6, para uma flutuação de pressão harmônica a faixa auditiva ocorre na faixa entre $20 \text{ Hz} \leq f \leq 20 \text{ kHz}$.

Se considerarmos a propagação de onda sonora p' como uma perturbação isentrópica de um estado de referência uniforme em equilíbrio, descrito pelas variáveis p_0 , ρ_0 e v_0 , as variáveis de campo perturbado podem ser reescrita como:

$$\begin{aligned} p' &= p - p_0 \\ \rho' &= \rho - \rho_0 \\ v' &= v - v_0 \end{aligned} \tag{2.12}$$

onde para o fluido quiescente $v_0 = 0 \rightarrow v' = v$. Assume-se que, para pequenas perturbações, tal que $p' \ll p_0$, $\rho' \ll \rho_0$, as equações de conservação podem ser linearizadas negligenciando termos de perturbação de ordem superior. Portanto, as equações de conservação de massa e momentum 2.9 e 2.10, respectivamente se reduzem para:

$$\frac{\partial \rho'}{\partial t} + \rho_0 \frac{\partial v'_i}{\partial x_i} = 0 \tag{2.13}$$

$$\rho_0 \frac{\partial v'_i}{\partial t} + \frac{\partial p'}{\partial x_i} = \mathcal{F}_i \tag{2.14}$$

Tomando a derivada no tempo da equação (2.13) e a divergente da equação (2.14) e subtraindo a primeira da segunda, obtém-se:

$$\frac{\partial^2 \rho'}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 p'}{\partial x_i^2} = \frac{\partial \mathcal{F}_i}{\partial x_i} \tag{2.15}$$

Aplicando a relação (2.8) na equação (2.15), negligenciando momentaneamente as forças externas, produz a equação da onda homogênea:

$$\frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \nabla^2 p' = 0 \quad (2.16)$$

Cuja solução geral, em um caso unidimensional, é dada pela expressão:

$$p'(x, t) = f\left(t - \frac{x}{c_0}\right) + g\left(t + \frac{x}{c_0}\right) \quad (2.17)$$

onde f e g são funções que representam ondas se deslocando em direções opostas, as quais são determinadas através de condições de contornos e condições iniciais.

2.4 Analogias Aeroacústicas

A noção de “analogia” refere-se à ideia de representar um complexo processo de escoamento de um fluido o qual age como uma fonte sonora por um termo fonte acusticamente equivalente (Rienstra e Hirschberg, 2012). Em outras palavras, a analogia descreve a conexão entre o escoamento e o campo sonoro devido ao escoamento, permitindo com que os mecanismos de geração de som possam ser analisados de forma separada a partir da propagação do som. Do ponto de vista matemático, analogias são reformulações das equações básicas de conservação de massa e energia que explicitamente relacionam ondas com propagação de distúrbios de escoamento de fenômenos aerodinâmicos. A palavra analogia, introduzida por Lighthill (1952), decorre da substituição do campo de escoamento turbulento real instável por um análogo campo acústico linear compressível irrotacional sujeito a um tensor de tensão externa. No decorrer dos anos que se passaram desde a analogia original proposta por Lighthill nos anos 50, várias outras analogias têm sido desenvolvidas a fim de melhor definir, tanto o domínio acústico como do termo fonte, a forma que mais se adéqua ao problema específico em estudo. A utilização de uma variável de campo de propagação em relação à outra é bastante arbitrária, contanto que isso represente uma oscilação temporal local com respeito a um meio de referência estável (ou uniformemente em movimento). Uma breve descrição desta analogia será apresentada no tópico seguinte. Na sequência, será apresentada também uma descrição das principais analogias derivadas a partir da formulação básica Lighthill, focadas nas analogias de Curle e Ffowcs Williams, com especial atenção para as suas semelhanças e peculiaridades.

2.4.1 Analogia de Lighthill

A analogia acústica foi desenvolvida por Lighthill em 1952 com o objetivo de estudar e prever o ruído produzido pelos motores a jato, tecnologia que se encontrava em franca expansão. A Figura 2.6 ilustra, de forma esquemática, a ideia introduzida por Lighthill. A região de vórtices na qual ocorre geração de ruído denomina-se região da fonte, enquanto que o ouvinte (receptor) supostamente situa-se em local no campo distante em meio uniforme em repouso. O princípio da analogia aeroacústica consiste em extrapolar o fluido uniforme em repouso dentro de todo o domínio, mesmo na região de origem, e considerar qualquer partida (perturbação) deste campo acústico ideal como fontes sonoras (equivalente ao movimento oscilatório na região da fonte). Em outras palavras, Lighthill afirma que o som gerado pela turbulência em um meio fluido uniforme é equivalente ao que é produzido em um campo acústico ideal, estacionário, forçado por uma distribuição da tensão não linear representado pelo tensor T_{ij} (Lighthill, 1952). Neste contexto, a radiação sonora representa apenas uma pequena fração da energia envolvida, podendo-se afirmar que a influência do som produzido no próprio escoamento é desprezível, na maioria dos problemas envolvendo ruído de escoamento turbulento.

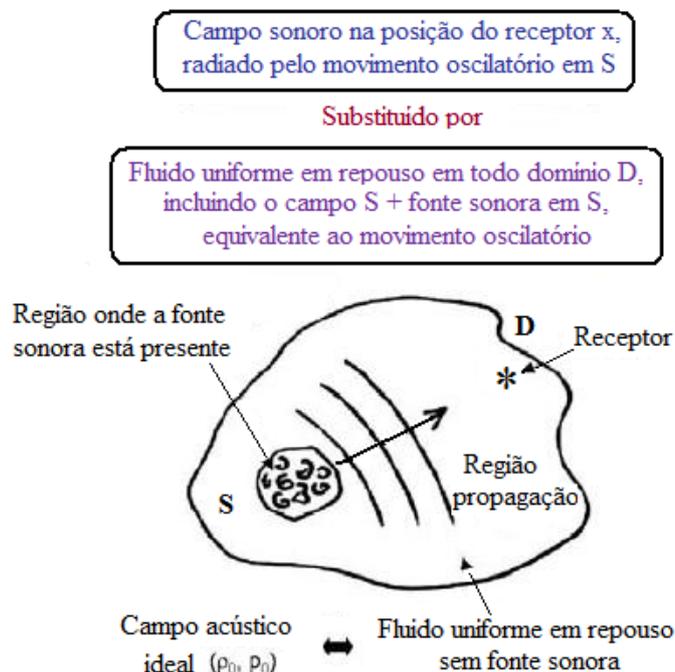


Figura 2.6 – Princípio da analogia aeroacústica

Fonte: Aeroacoustics, Von Karman Institute for Fluid Dynamics, 2006

Assume-se, neste caso, que o escoamento na região da fonte é uma perturbação linear do estado referência e assume-se que o receptor é cercado por um fluido de referência em repouso (ρ_0 , p_0 e c_0 uniformemente constante e $v_0 = 0$) na qual uma pequena perturbação acústica é precisamente descrita pela equação de onda linear.

A ideia chave de Lighthill consistiu em derivar, a partir das equações exatas de conservação de massa (2.9) e momentum (2.10), em um meio arbitrário contínuo submetido a uma força externa na forma de Reynolds, a uma equação de onda não homogênea a qual reduz para a equação da onda homogênea (2.16) numa região em torno do receptor. Tomando a derivada temporal da equação da conservação da massa (2.9) e subtraindo o divergente da equação do momentum (2.10), obtém-se a expressão:

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} = \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} (\mathcal{P}_{ij} + \rho v_i v_j) - \frac{\partial \mathcal{F}_i}{\partial x_i} \quad (2.18)$$

Adicionando o termo $c_0^{-2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} p'$ nos dois lados da equação (2.18) e aplicando a definição da equação (2.11) $\mathcal{P}_{ij} = p \delta_{ij} - \sigma_{ij}$ obtém-se a seguinte equação na forma não homogênea:

$$\frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 p'}{\partial x_i^2} = \underbrace{\frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} (\rho v_i v_j - \sigma_{ij})}_{(1)} - \underbrace{\frac{\partial \mathcal{F}_i}{\partial x_i}}_{(2)} + \underbrace{\frac{\partial^2}{\partial t^2} \left(\frac{p'}{c_0^2} - \rho' \right)}_{(3)} \quad (2.19)$$

Esta equação é chamada de analogia de Lighthill, que pode ser formalmente resolvida pelo método integral por meio do teorema de Green incluindo os efeitos das fontes, as condições de contornos e as condições iniciais do campo acústico. O Termo lado esquerdo desta equação representa a propagação do som e o lado direito representa as fontes quadrupolo (1), dipolo (2) e monopolo (3) de ruído aerodinâmico. A ideia chave de Lighthill é que, quando os termos de entropia e forças externas são negligenciados, o escoamento produzirá ruído apenas em altas velocidades, correspondentes a altos números de Reynolds. Portanto, assume-se que efeitos viscosos são negligenciados e a fonte sonora se reduz para $\frac{\partial^2 \rho v_i v_j}{\partial x_i \partial x_j}$, onde $T_{ij} \approx \rho v_i v_j$ refere-se ao tensor de tensões de Lighthill. Nota-se, portanto, que na equação de Lighthill o termo o qual representa a fonte sonora é predominantemente

caracterizado por uma distribuição de fontes quadrupolar (derivada segunda do tensor T_{ij}), ou seja, a turbulência gera som com uma distribuição quadrupolar. A formulação da integral combinada à analogia de Lighthill permite obter o máximo de informações concernente à produção do som para uma dada informação sobre o campo sonoro. A função de Green $G(x, t|y, \tau)$ é definido como a resposta do escoamento a um impulso pontual da fonte pela função delta δ no espaço e no tempo:

$$\left(\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} - \nabla^2\right) G = \delta(x - y)\delta(t - \tau) \quad (2.20)$$

onde x e y referem-se à distância da fonte e do receptor, respectivamente, em relação a um ponto do volume V , sendo $r = |x - y|$ o módulo da distância entre a fonte e o receptor, c_0 é a velocidade de propagação, neste caso a velocidade do som no ar. Esta situação pode ser melhor compreendida através da Figura 2.7.

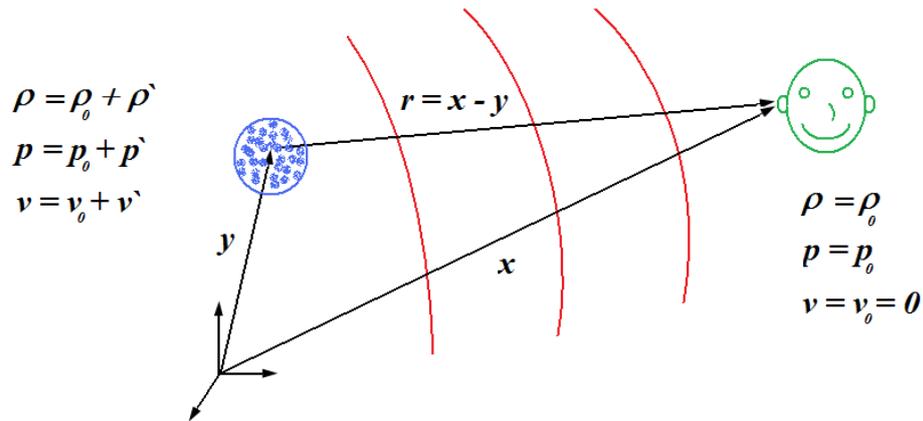


Figura 2.7 - Localização da fonte sonora e receptor dentro do campo acústico em analogia de Lighthill.

Fonte: Adaptado de Hirshberg and Schram, 2002

A solução da equação de Lighthill, na forma integral, pode ser representada por:

$$p'(x, t) = \frac{1}{4\pi} \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} \int_V \frac{T_{ij}}{|x - y|} \left(y, t - \frac{|x - y|}{c_0}\right) dV_y \quad (2.21)$$

Pode ser observado, a partir da equação (2.21), que cada elemento da fonte sonora, situado na posição y , emite som de modo que, ao chegar ao observador (situado em x) no instante t , terá sido gerado no instante anterior τ (“tempo retardado”), onde considera-se que $\tau \equiv t - \frac{r}{c_0}$.

O problema que rege a radiação do campo acústico de um domínio com um escoamento turbulento em um meio uniforme pode ser simplificado fora do escoamento para o problema clássico de radiação do som de uma fonte conhecida.

Assume-se, em particular, que a área ocupada pelas fontes de turbulência seja pequena, portanto, algumas aproximações podem ser utilizadas no campo da aeroacústica. Esta questão pode ser melhor compreendido com base na Figura 2.8, onde ilustra a região de fonte com características de comprimento de escala L contendo fontes de vórtices individuais de comprimento l_{ed} . Conforme elucidado anteriormente, uma fonte é considerada acusticamente compacta se sua extensão é bem menor que o comprimento da onda acústica, ou $\frac{l_{ed}}{\lambda} \ll 1$ ou $\frac{L}{\lambda} \ll 1$. Neste limite, a fonte comporta-se como uma fonte pontual, visto que a diferença no tempo dos sinais sonoros a partir dos vários locais de origem até atingir um dado ponto de observação (diferença de tempo retardado) é desprezível, o que simplifica drasticamente a computação baseada em analogia acústica. Mais simplificações podem ser feitas se o local do observador encontra-se no campo distante da região da fonte (ou seja, $\frac{r}{L} \gg 1$) onde o campo distante é separado da região da fonte pela distância r . O campo distante é a região onde a ocorrência de turbulência pode ser considerada desprezível e o campo de escoamento médio é tipicamente homogêneo. Logo, o único fenômeno nesta região é a propagação de onda sonora. Isto implica que, na forma integral da analogia acústica, o uso de termos de ordem principal em uma expansão acústica de campo distante (referente à $\frac{\lambda}{r}$) conduz a simplificações na análise da propagação do som.

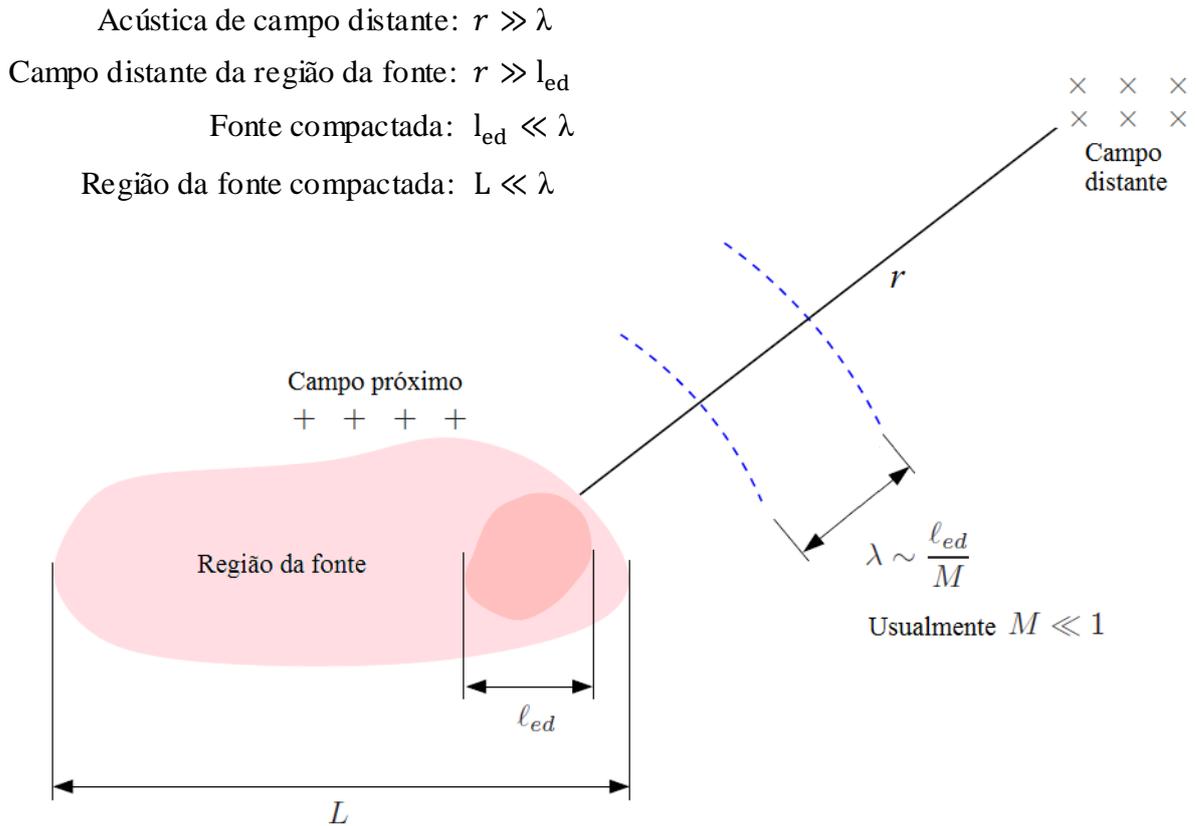


Figura 2.8 – Escala esquemática da fonte de ruído aerodinâmico em campos próximo e distante

Fonte: Adaptado de Lele, 2006

2.4.2 Equação de Curle

A teoria de Lighthill apresentava a limitação de não poder ser aplicada quando considerado a presença de contorno sólido do domínio do fluido. Curle propõe estender a teoria de Lighthill de modo a considerar tais fatores. Considerando uma superfície fixa S com normal externa n e, aplicando a função de Green ao volume V externo de S , obtém-se a solução geral da equação da onda não homogênea em um domínio:

$$\begin{aligned}
 p'(x, t) = c_0^2 \rho'(x, t) = & \frac{1}{4\pi} \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} \int_V \left[\frac{T_{ij}}{r} \right]_{\tau=t_e} dV_y + \\
 & + \frac{1}{4\pi} \frac{\partial}{\partial t} \int_S \left[\frac{\rho v_j}{r} \right]_{\tau=t_e} n_i dS - \frac{1}{4\pi} \frac{\partial}{\partial x_j} \int_S \left[\frac{\mathcal{P}_{ij} + \rho v_i v_j}{r} \right]_{\tau=t_e} n_i dS
 \end{aligned}
 \tag{2.22}$$

onde o primeiro termo da equação (2.22) (lado esquerdo) representa a contribuição em termos de volume e o segundo termo da equação a contribuição de superfície, $r = |x - y|$ e $t_e = t - r/c_0$. Nesta equação assume-se a suposição de que o observador encontra-se na posição $p' = c_0^2 \rho'$. Em campo distante, pode ser utilizada a seguinte aproximação:

$$p'(x, t) \cong \frac{x_i x_j}{4\pi c_0^2 \|x\|^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} \int_V \left[\frac{T_{ij}}{r} \right]_{\tau=t_e} dV_y +$$

$$+ \frac{1}{4\pi} \frac{\partial}{\partial t} \int_S \left[\frac{\rho v_j}{r} \right]_{\tau=t_e} n_i dS + \frac{x_j}{4\pi c_0 \|x\|} \frac{\partial}{\partial t} \int_S \left[\frac{\mathcal{P}_{ij} + \rho v_i v_j}{r} \right]_{\tau=t_e} n_i dS$$

(2.23)

Para um corpo compacto pode-se negligenciar as variações de t_e sobre a superfície, podendo reescrever $r = \|x\|$ se a origem da fonte $y = 0$, dentro ou próximo do corpo. Assumindo que T_{ij} decai rapidamente, assume-se neste caso:

$$p'(x, t) \cong \frac{x_i x_j}{4\pi c_0^2 \|x\|^3} \frac{\partial^2}{\partial t^2} \int_V [T_{ij}]_{\tau=t_e} dV_y +$$

$$+ \frac{1}{4\pi \|x\|} \frac{\partial}{\partial t} \int_S [\rho v_j]_{\tau=t_e} n_i dS + \frac{x_j}{4\pi \|x\|^2} \frac{\partial}{\partial t} \int_S [\mathcal{P}_{ij} + \rho v_i v_j]_{\tau=t_e} n_i dS$$

(2.24)

onde $t_e = t - \|x\|/c_0$. A segunda integral corresponde ao campo de fonte monopolo gerada pelo escoamento de massa através da superfície S . A terceira integral corresponde ao campo de fonte dipolo gerado pela força instantânea da superfície ao redor do fluido.

2.4.3 Equação de Ffowcs Williams-Hawkings

Enquanto a formulação de Curle assume uma superfície S de controle fixa, a formulação Ffowcs Williams e Hawkings permite o uso de uma superfície de controle $S(t)$ em movimento. A ideia fundamental desta teoria consiste em incluir o efeito de superfície na equação diferencial, o qual é possível de se obter através de uma utilização, de forma mais eficiente, de funções generalizadas, também chamada de distribuição de superfície. Assume-se que o volume $B(t)$ delimitado pela superfície $S(t)$, sendo esta superfície suficientemente lisa, de forma a permitir a definição de uma função suave $h(x, t)$ de tal forma que:

$$\begin{aligned}
 h(x,t) &< 0 \text{ se } x \in B(t) \\
 h(x,t) &= 0 \text{ se } x \in S(t) \\
 h(x,t) &> 0 \text{ fora de } B(t)
 \end{aligned}
 \tag{2.25}$$

Considere qualquer quantidade física, como ρ' definida fora de $B(t)$, e estender esta definição em todo espaço, dando-lhe um valor igual à zero dentro de $B(t)$. Isto é eficientemente feito assumindo-se ρ' bem definida em todo campo. Em seguida, multiplicando-se pela função de Heaviside $H(h)$, cria-se uma nova variável $\rho'H(h)$, que desaparece dentro do volume $B(t)$ (onde $H(h) \equiv 0$) e é igual a ρ' fora $B(t)$ (onde $H(h) \equiv 1$). O passo seguinte será o de estender as equações vigentes para o espaço inteiro através da adição de fontes de superfície adequadas.

Torna-se necessário com que a normal \mathbf{n} à superfície $S(t)$ seja dada pela expressão:

$$\mathbf{n} = \left[\frac{\nabla h}{\|\nabla h\|} \right]_{h=0}
 \tag{2.26}$$

Assume-se que a superfície $S(t)$ seja parametrizada no tempo e espaço pelas coordenadas $(t; \lambda, \mu)$. Um ponto $x_s(t) \in S(t)$ com parâmetros λ e μ e se movendo com a velocidade \mathbf{b} . Portanto $h(x_s, t) = 0$ e:

$$\frac{\partial h}{\partial t} = -\mathbf{b} \cdot \nabla h = -(\mathbf{b} \cdot \mathbf{n}) \|\nabla h\|
 \tag{2.27}$$

Após multiplicar a equação da conservação de massa (2.9) e equação do momento (2.10) por $H(h)$ e reorganizando os termos, obtém-se a seguinte equação válida em qualquer posição:

$$\frac{\partial[\rho'H]}{\partial t} + \nabla \cdot [\rho v H] = [\rho_0 \mathbf{b} + \rho(\mathbf{v} - \mathbf{b})] \cdot \nabla H
 \tag{2.28}$$

$$\frac{\partial[\rho v h]}{\partial t} + \nabla \cdot [(\mathcal{P} + \rho v v)H] = [\mathcal{P} + \rho v(v - b)] \cdot \nabla H \quad (2.29)$$

onde H representa $H(h)$. Como $\nabla H = \delta(h)\nabla h$, as equações podem ser interpretadas como generalização das equações de massa em momento com fonte de superfície de S . Usando as relações acima e seguindo os procedimentos de Lighthill para variáveis acústica $p' = p - p_0$, portanto,

$$\begin{aligned} \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} [p'H] - \nabla^2 [p'H] &= \nabla \cdot [\nabla \cdot [(\rho v v - \sigma)H]] - \nabla \cdot [fH] + \frac{\partial^2}{\partial t^2} \left[\left(\frac{p'}{c_0^2} - \rho' \right) H \right] \\ &+ \frac{\partial}{\partial t} [(\rho_0 b + \rho(v - b)) \cdot \nabla H] - \nabla \cdot \left[(p' \mathfrak{I} - \sigma + \rho v(v - b)) \cdot \nabla H \right] \end{aligned} \quad (2.30)$$

onde $(\mathfrak{I})_{ij} = \delta_{ij}$ e p_0 é o valor de referencia uniforme da pressão. Note que $\nabla \cdot (\nabla \cdot (\rho_0 \mathfrak{I} H)) = \nabla \cdot (\rho_0 \mathfrak{I} \cdot \nabla H)$. Para uma superfície solida $v \cdot n = b \cdot n$. Neste caso, aplicando a teorema de Green e usando a função de Green no espaço livre tem-se:

$$\begin{aligned} p'(x, t) &= \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} \int_{\mathbb{R}^3} \left[\frac{(\rho v_i v_j - \sigma_{ij})H}{4\pi r} \right]_{\tau=t_e} dV(y) - \frac{\partial}{\partial x_j} \int_{\mathbb{R}^3} \left[\frac{fH}{4\pi r} \right]_{\tau=t_e} dV(y) \\ &+ \frac{\partial^2}{\partial t^2} \int_{\mathbb{R}^3} \left[\frac{\left(\frac{p'}{c_0^2} - \rho' \right) H}{4\pi r} \right]_{\tau=t_e} dV(y) + \frac{\partial}{\partial t} \int_{S(t_e)} \left[\frac{\rho_0 b \cdot n}{4\pi r (1 - M_r)} \right]_{\tau=t_e} dS \\ &- \frac{\partial}{\partial x_i} \int_{S(t_e)} \left[\frac{p' n_i - \sigma_{ij} n_j}{4\pi r (1 - M_r)} \right]_{\tau=t_e} dS \end{aligned} \quad (2.31)$$

onde $r = \|x - y\|$ e $M_r = b(x - y)/rc_0$ onde foi usado a seguinte generalização das equações:

$$\int_{\mathbb{R}^3} g(x) \delta(h(x)) dx = \int_S \frac{g(x)}{|\nabla h|} dS \quad (2.32)$$

$$\int_{\mathbb{R}^3} g(x) \nabla H(h(x)) dx = \int_{\mathbb{R}^3} (g \nabla h) \delta(h) dx = \int_S \frac{g \cdot \nabla h}{|\nabla h|} dS = \int_S g(x) n(x) dS \quad (2.33)$$

As três primeiras integrais correspondem à contribuição do escoamento em torno da superfície $S(t)$, enquanto as duas últimas integrais representam generalizações da espessura do ruído e do som gerado pelas forças de superfície no qual foi tratado anteriormente. A forma reduzida, amplamente utilizada para hélice subsônico e ruído do ventilador quando as fontes de volume e tensões superficiais são desprezíveis, possui o seguinte formato:

$$p'(x, t) = \frac{1}{4\pi} \frac{\partial}{\partial t} \int_{S(t_e)} \left[\frac{\rho_0 b \cdot n}{r(1 - M_r)} \right]_{\tau=t_e} dS - \frac{1}{4\pi} \frac{\partial}{\partial x_j} \int_{S(t_e)} \left[\frac{p' n_i}{r(1 - M_r)} \right]_{\tau=t_e} dS \quad (2.34)$$

2.5 Dinâmica dos Fluidos Computacional CFD

A dinâmica dos fluidos computacional ou CFD consiste na análise de sistemas envolvendo escoamento de fluidos, transferência de calor e fenômenos associados a reações químicas através de modelagem numérica, ou seja, por meio de simulação computacional. A técnica é bastante eficiente e abrange um vasto campo de aplicações industriais e não industriais. Alguns exemplos de áreas onde podem ser aplicação CFD são: desenvolvimento de motores de combustão interna e turbinas a gás, aerodinâmica de aeronaves e veículos, meteorologia (previsão do tempo), e análise de cargas de vento e ventilação em ambientes externos dos edifícios (Versteeg, 1995).

O uso de técnicas numéricas para a resolução de problemas complexos de engenharia tornou-se uma realidade graças ao desenvolvimento de computadores de alto desempenho e de grande capacidade de armazenamento. Em função dessa disponibilidade computacional, a qual vem crescendo exponencialmente, o desenvolvimento de algoritmos para a resolução dos mais diversos problemas tem recebido enorme atenção dos analistas de simulações.

A utilização de métodos numéricos praticamente não apresenta restrições, podendo resolver problemas complicados, com contornos definidos em geometrias arbitrárias e apresentando resultados de uma maneira rápida e econômica relativamente a outros métodos

(Chung, 2010). A tarefa de um método numérico é resolver uma ou mais equações diferenciais, substituindo as derivadas existentes na equação por expressões algébricas que envolvem a função incógnita. Um método analítico que tivesse a capacidade de resolver tais equações permitiria obter a solução de forma fechada e calcular os valores das variáveis dependentes num nível infinitesimal, ou seja, para um número infinito de pontos. Por outro lado, quando é feita aproximação numérica da equação diferencial, aceita-se ter a solução num número discreto de pontos esperando que, quanto maior for o número de pontos definidos, a solução aproximada será mais próxima da solução exata. Em síntese, um método numérico normalmente é desenvolvido para encontrar uma solução aproximada de um conjunto particular de equações, uma vez que é impraticável criar um método de resolução que seja aplicável em todas as situações.

Após selecionado o modelo matemático, torna-se necessário escolher um método de discretização apropriado, ou seja, um método de aproximar as equações diferenciais por um sistema de equações algébricas para as variáveis do problema que serão obtidas em localizações discretas no espaço e no tempo (Blasek, 2001). Dentre os métodos conhecidos, destacam-se o Método das Diferenças Finitas (MDF) e o Método dos Volumes Finitos (MVF). Todos os tipos de métodos produzem o mesmo resultado se a malha utilizada for suficientemente boa, contudo, alguns métodos são mais apropriados para determinadas classes de problemas do que outros.

O Método de Diferenças Finitas (MDF) é o método de resolução de EDP (Equações Diferenciais Parciais) mais antigo. É também o método mais prático para se utilizar em geometrias simples. O ponto de partida é a conservação da equação na forma diferencial. O domínio de solução é coberto por uma malha, sendo que cada ponto da malha, a equação é aproximada, substituindo as derivadas parciais por aproximações em termos de valores das funções nos nós da malha. O resultado é uma equação algébrica por nó da malha, na qual o valor da variável num certo número de nós vizinhos aparece como incógnita. Em princípio, o MDF pode ser aplicado a qualquer tipo de malha, contudo, o MDF tem sido aplicado a malhas estruturadas em que as linhas da malha servem como coordenadas locais. Para obter aproximações para a primeira e segunda derivadas da variável em função das coordenadas são usadas expansões em séries de Taylor ou regressões polinomiais.

O MVF utiliza como ponto de partida a forma integral da equação da conservação (STAR CCM+, 2013). O domínio de solução é dividido num número finito de volumes de

controle (VC) contíguos, e a equação da conservação é aplicada a cada volume de controle. No centroide de cada VC localiza-se um nó computacional, no qual são calculados os valores das variáveis, sendo os valores das variáveis nas superfícies dos VC obtidos por interpolação em função dos valores nodais (centro do VC). As integrais de volume e de superfície são aproximadas usando fórmulas de quadratura apropriadas. Como resultado, obtém-se uma equação algébrica para cada VC, na qual aparecem os valores das variáveis em cada nó. O MVF pode ser aplicado a qualquer tipo de malha, por isso adapta-se a geometrias complexas. A malha define apenas as fronteiras do volume de controle e não necessita estar relacionada com um sistema de coordenadas.

2.6 Aeroacústica Computacional

Do ponto de vista de análise numérica, a aeroacústica computacional (CAA) somente emergiu como área de estudo separada nas últimas décadas, em contraste à aerodinâmica computacional, que avançou a um estado bastante consolidado. Conforme abordado nas seções anteriores, devido a não linearidade das equações que regem a dinâmica dos fluidos, torna-se bastante difícil prever a produção de som. Esta geração de som ocorre tipicamente em escoamentos de alta velocidade, para a qual termos não lineares de inércia na equação de movimento são bem maiores do que os termos viscosos (números elevados de Reynolds). Como a geração de ruído representa apenas uma pequena fração da energia cinética no escoamento, torna-se extremamente difícil uma previsão direta de geração de som. O fato de que o som é, de certo modo, apenas uma pequena perturbação do escoamento, podendo, no entanto, ser utilizadas soluções aproximadas. Uma análise CAA fornece tais aproximações e, ao mesmo tempo, uma definição do campo acústico como uma extrapolação de um escoamento de referência ideal. A diferença entre o escoamento real e o escoamento de referência é identificada como uma fonte de som, aplicada aos conceitos de analogia aeroacústica introduzido por Lighthill, abordado nos tópicos anteriores.

Sendo assim, a aeroacústica computacional combina as abordagens clássicas da computação de campo de escoamento com a acústica. As técnicas computacionais para análise de ruído gerado por escoamento aerodinâmico podem ser classificadas em duas categorias: aproximação direta e aproximação indireta (ou híbrida). De forma esquemática, a hierarquia das principais abordagens computacionais que podem ser consideradas quando se

avalia o campo sonoro gerado por uma fonte de escoamento turbulento pode ser melhor ilustrado no diagrama da Figura 2.9.

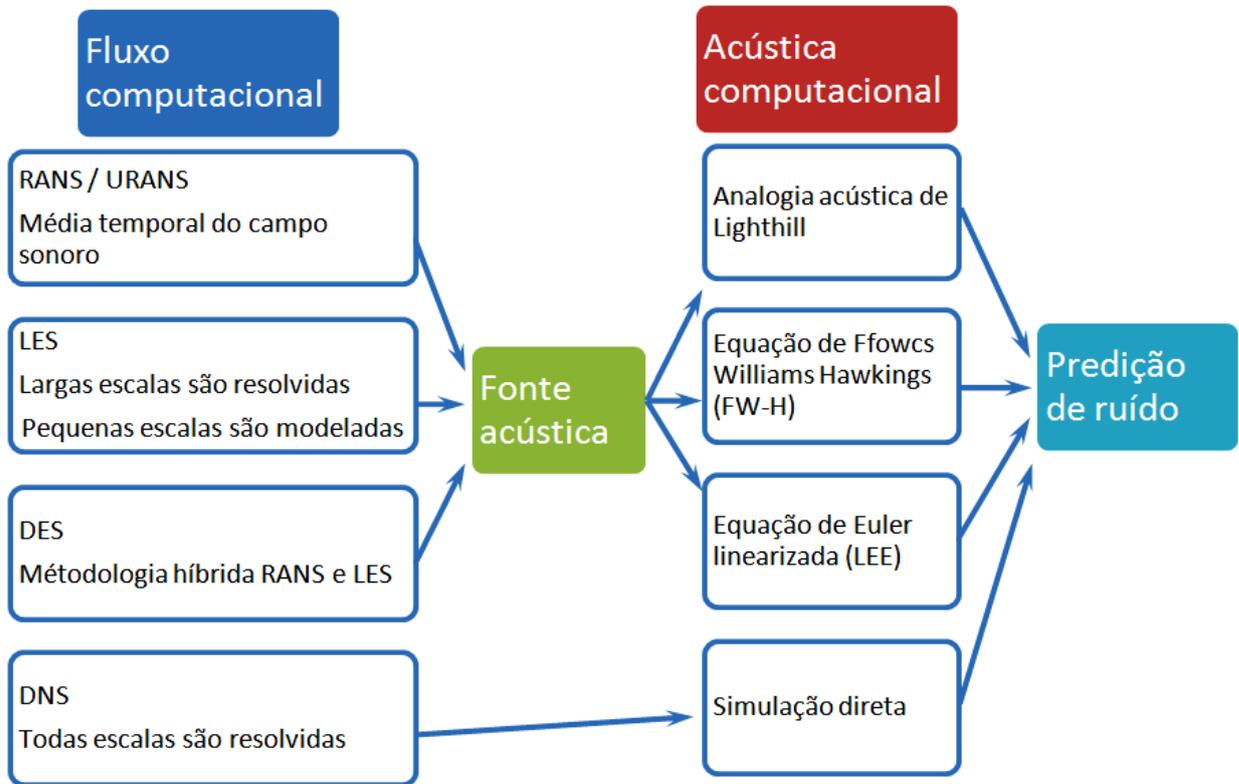


Figura 2.9 – Hierarquia computacional para simulação aeroacústica

Fonte: CD adapco

2.6.1 Método direto - DNS

Aproximação direta é o método na qual se calcula o campo sonoro de uma fonte aerodinâmica simultaneamente ao seu campo de fluido dinâmico, por meio de soluções de equações de escoamento compressível de Navier-Stokes. O método baseia-se na metodologia de simulação numérica direta DNS (*Direct Numerical Simulation*), que consiste em solucionar todas as escalas de turbulência que caracterizam o escoamento, incluindo as pequenas escalas dissipativas. Tais simulações requerem métodos numéricos de alta ordem devido as grandes diferenças entre as escalas referentes ao escoamento aerodinâmico e ao campo acústico. Além disto, o método requer construção de malhas extremamente finas. Em uma primeira análise, esta abordagem sugere ser a mais conveniente, pois não necessita de

qualquer modelagem e a acústica é diretamente calculada. No entanto, devido ao elevado custo computacional deste método, a sua utilização é impraticável no campo industrial, sendo limitada a análises de configurações simples de escoamento de baixo a moderado valores de números de Reynolds.

2.6.2 Método de largas escalas LES

Uma segunda aproximação, a qual requer menos recursos computacionais em relação à simulação DNS, também apropriado para análise de escoamento em regime transiente, baseia-se na Simulação de Grandes Escalas LES (*Large Eddy Simulations*). Este método filtra as equações do movimento e resolve as escalas maiores de vórtices responsáveis pela maior parte de geração do som, ao passo que as menores são modeladas. Numa simulação LES de largas escalas de vórtices, o objetivo é apenas capturar uma série de vórtices que contêm energia. Movimentos em escalas menores e, em particular o seu efeito nas escalas resolvidas, é representado por um modelo de subgrade. Idealmente, os modelos de subgrade devem refletir os efeitos físicos das escalas (cascata de energia para escalas menores, retorno de difusão e de correlação progressiva de larga escala). Na prática, compromissos são necessários para a estabilidade numérica e eficiência computacional. Em LES, o efeito do modelo de subgrade interage fortemente com os erros de discretização inerentes ao esquema numérico, o que pode apresentar significativo impacto sobre a acústica associada ao escoamento.

2.6.3 Média Reynolds - Navier Stokes - RANS

As simulações baseadas nas médias de Reynolds para as equações de Navier-Stokes RANS (*Reynolds-averaged Navier-Stokes*) oferecem uma alternativa mais prática para a simulação de escoamentos a altos números de Reynolds, mais comuns em aplicações de engenharia. O método suprime todos os modos turbulentos e resolve apenas o movimento médio durante um período que é curto comparado a evolução temporal do escoamento, porém grande comparado à escala de tempo de flutuações turbulentas. A parte suprimida, que pode conter uma parte significativa da energia total, é modelada por meio de hipóteses através de um modelo de turbulência que tenta capturar, na medida do possível, as estruturas e fenômenos da turbulência. Vários modelos podem ser utilizados, cada um fornecendo um nível de fechamento. Os mais comuns são baseados na suposição de uma viscosidade

turbulenta isotrópica, cujo valor pode ser determinado a partir das quantidades da turbulência média local. Um exemplo são os modelos do tipo $k-\varepsilon$, nos quais a viscosidade turbulenta é relacionada com a energia cinética turbulenta (k) e com a taxa de dissipação da turbulência (ε). Tal aproximação é simples de ser utilizada e apresenta baixo custo de recursos computacionais, porém os diferentes tipos de modelos RANS não são inteiramente apropriados para descrever grande parte dos escoamentos de interesses práticos envolvendo fenômenos transientes, sendo útil nestes casos para uma aproximação inicial.

2.6.4 Método híbrido - DES

Um método de aproximação híbrida foi proposta por Spalart e Allmaras (1994), denominada DES (*Detached Eddy Simulation*). A metodologia consiste, basicamente, na modelagem por meio de RANS em toda região da camada limite nas proximidades do campo de escoamento e aplica LES para tratar a região instável separada ou “destacada” do campo de escoamento. O local onde ocorre a mudança de RANS para LES, por meio de filtragem, é chamado de interface (Davidson, 2005), conforme esquematizado na Figura 2.10.

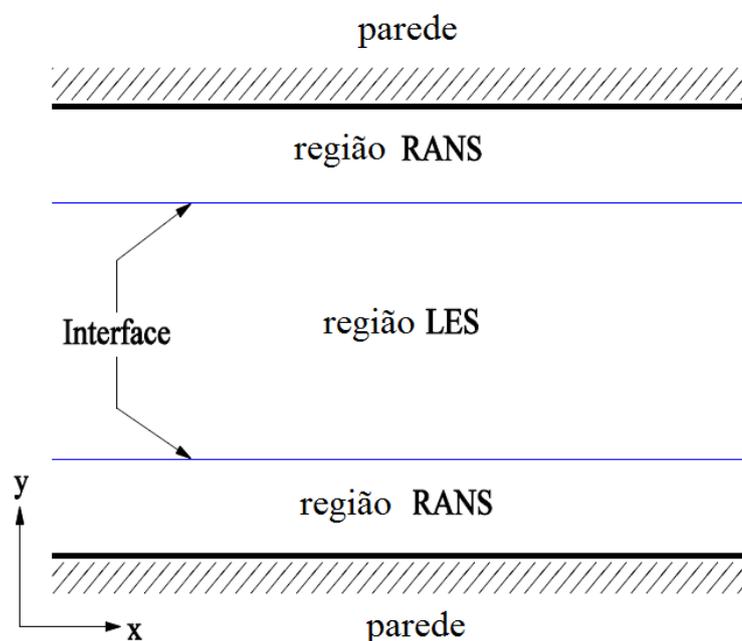


Figura 2.10 – Regiões de atuação de LES e RANS

Fonte: CD Adapco

Spalart e Allmaras (1994 e 2012) idealizou um modelo único de equação (S-A) empregando uma equação de transporte para cálculo de viscosidades turbulentas. Mais precisamente, a equação governante é dada por (nomenclatura ‘^’ foi utilizada para indicação de termos onde o campo de turbulência é variado):

$$\frac{\partial \hat{v}}{\partial t} + v_j \frac{\partial \hat{v}}{\partial x_j} = P - D + \frac{1}{\sigma} \left[\frac{\partial}{\partial x_j} \left((v + \hat{v}) \frac{\partial \hat{v}}{\partial x_j} \right) + c_{b2} \frac{\partial \hat{v}}{\partial x_j} \frac{\partial \hat{v}}{\partial x_j} \right] \quad (2.35)$$

Os termos do lado direito representam, respectivamente, a produção de viscosidade turbulenta (P) e termo de destruição que reduz a viscosidade turbulenta junto à parede (D), sendo o último termo da equação representando a dissipação da viscosidade turbulenta. Estes termos são dados por:

$$P = c_{b1} \hat{S} \hat{v} \quad \text{e} \quad D = [c_{w1} f_w] \left[\frac{\hat{v}}{d_w} \right]^2 \quad (2.36)$$

A viscosidade turbulenta é definida em termos da variável de trabalho \hat{v} e de uma função de parede f_{v1} , dadas por:

$$\hat{v} = \frac{\nu_t}{f_{v1}(Y^+)}, \quad f_{v1}(Y^+) = \frac{\chi^3}{\chi^3 + c_{v1}^3}, \quad \text{e} \quad \chi \equiv \frac{\hat{v}}{\nu} \quad (2.37)$$

onde ν_t é a viscosidade turbulenta e f_{v1} foi escolhido de tal maneira que $\hat{v} \sim y$ nas proximidades da parede. O parâmetro \hat{S} presente no termo de produção (P) da equação 2.35, pode ser descrito como:

$$\hat{S} = S + \frac{\hat{v}}{k^2 + d_w^2} f_{v2}, \quad f_{v2} = 1 - \frac{\chi}{1 + \chi f_{v1}} \quad \text{e} \quad S = \sqrt{2 \bar{S}_{ij} \bar{S}_{ij}} \quad (2.38)$$

onde S é o módulo da taxa de deformação e d_w a distância até a parede mais próxima. A função de destruição junto à parede f_w é:

$$f_w = g \left(\frac{1+c_{w3}^6}{g^6+c_{w3}^6} \right)^{1/6}, \quad g = r + c_{w2}(r^6 - r) \text{ e } r \equiv \min\left(\frac{\hat{v}}{\hat{s}k^2 d_w^2}, r_{lim}\right) \quad (2.39)$$

As demais constantes do modelo são: $c_{b1} = 0,1355$; $c_{b2} = 0,622$; $\sigma=2/3$; $k=0,41$; $c_{w1} = (c_{b1}/k^2)+(1 + c_{b2})/\sigma$; $C_{w2} = 0,3$; $C_{w3} = 2$; $C_{v1} = 7,1$ e $C_{v2} = 0,3$ (Spalart e Allmaras, 2012).

No modelo S-A a distância até a parede mais próxima d_w assume a condição de comprimento de escala. Entretanto, na formulação DES do modelo S-A a variável d_w é substituída por um novo comprimento de escala \hat{d}_{DES} , definida como $\hat{d}_{DES} = \min(d_w, C_{DES}\Delta)$, sendo $\Delta = \max(\Delta x, \Delta y, \Delta z)$, onde Δ é a escala de comprimento associada ao filtro, na prática é assumida como sendo o tamanho do espaçamento da malha.

Se $\hat{d}_{DES} = d_w$, ou seja, na região da camada limite, o modelo opera no modo RANS. Nas regiões distantes das paredes, o comprimento de escala torna-se dependente da malha $\hat{d}_{DES} = C_{DES}\Delta$ e o modelo opera no modo LES. O valor da constante C_{DES} foi calibrada em 0,65. A figura 2.11 representa esta situação de filtragem, na qual, na situação próxima da parede, onde $d_w < C_{DES}\Delta$ o modelo empregado é o modelo original RANS. De forma inversa, na região distante da parede, onde $d_w > C_{DES}\Delta$, o modelo torna-se SGS. Uma vez que a mudança de RANS para LES é controlada pelo espaçamento da malha local em relação à distância da parede, a construção da malha é fundamental para a qualidade da solução.

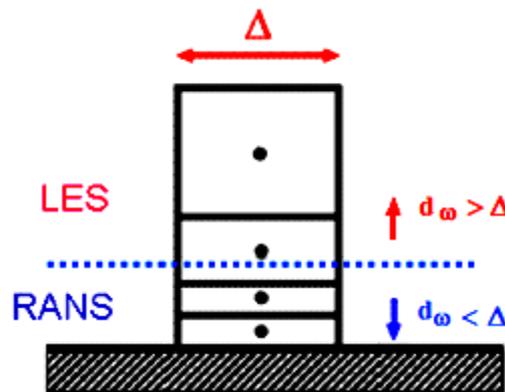


Figura 2.11 – Critérios de espaçamento da grade aplicado em DES

Fonte: Fröhlich, 2008

2.7 Mecanismo de Geração de Ruído Aerodinâmico

Nesta seção serão abordadas com bastante detalhes alguns mecanismos de geração de ruído aerodinâmico, que podem representar situações típicas que são encontradas no veículo, com foco nas fontes que serão investigadas no desenvolvimento prático deste trabalho. A fim de compreender melhor a natureza de um fenômeno aerodinâmico, parte-se a princípio de estudos em modelos simples, de forma a reduzir a complexidade normalmente encontrada em sistemas reais. Uma boa compreensão dos fenômenos físicos que envolvem o mecanismo de geração de som devido ao escoamento aerodinâmico, mesmo em situações padrões, como em cavidades, corpos rombudos ou degraus sobre uma superfície, são bastante úteis, como por exemplo, para fornecer suporte para escolha de modelos e metodologias na simulação de situações reais mais complexas. Neste contexto, serão apresentados nos tópicos subsequentes alguns conceitos e processos de geração de ruído nestes corpos, que darão base para uma melhor compreensão e análise do ruído aerodinâmico veicular que será estudado neste trabalho.

2.7.1 Ruído de cavidade

O ruído gerado pelo escoamento de fluidos sobre cavidade aberta tem sido largamente investigado nas últimas décadas, na tentativa de se conhecer os fenômenos físicos que ocorrem nesta situação, e que pode ser aplicada em vários aspectos na indústria, com particular interesse no estudo de geração de ruído de *buffeting* de um veículo, área de concentração deste trabalho. Tendo em vista a grande variedade de configurações e dos numerosos parâmetros primários ou secundários que levam a diferentes tipos de comportamentos, quanto às oscilações do escoamento sobre uma cavidade aberta, torna-se necessário definir algumas classificações desta cavidade. Segundo Rossiter (1964), esta escolha está longe de ser única, e de forma geral, é restrita a certa classe de aplicações. O trabalho experimental de Ahuja e Mendoza (1995) reúne um amplo banco de dados de forma a explorar uma vasta gama destes parâmetros, mas é essencialmente dedicado a escoamentos de ar e representante de altos números de Reynolds.

Primariamente, os mecanismos de geração de ruído em uma cavidade são dependentes dos parâmetros geométricos que envolvem razões entre comprimento e profundidade e comprimento e largura. A figura 2.12 ilustra, de forma esquemática, os parâmetros geométricos de uma cavidade retangular aberta, referente ao comprimento L , a profundidade

D e largura W em relação à direção das linhas de corrente do escoamento. A nomenclatura utilizada foi conforme convenção adotada nas literaturas pesquisadas.

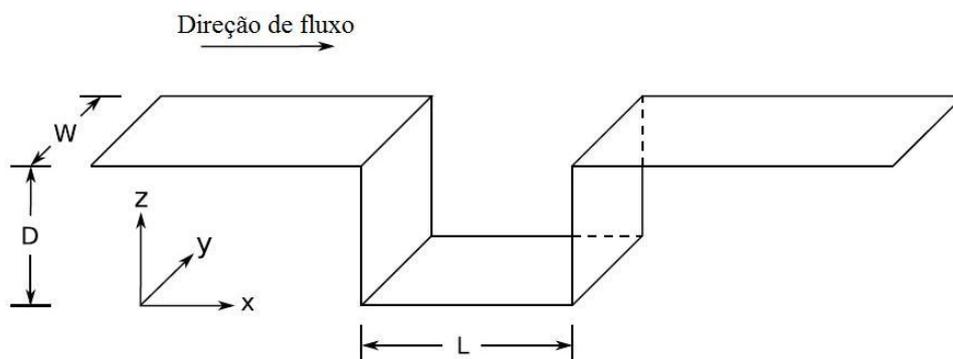


Figura 2.12 - Cavidade aberta tridimensional: definição de parâmetros geométricos.

O primeiro parâmetro que será estudado dentro deste contexto é a relação dimensional entre o comprimento da abertura L com a profundidade da cavidade D . De acordo com a razão entre o comprimento e profundidade $\frac{L}{D}$ a cavidade pode ser classificada como profunda ou rasa. Para condição de escoamento subsônico, Sarohia (1975) classifica cavidades como profundas quando a razão $\frac{L}{D} < 1$, e rasa quando a razão $\frac{L}{D} > 1$. Já Rossiter (1964), considera como ponto de transição a relação de 4 entre estas duas categorias de cavidades. Em cavidades profundas a camada de cisalhamento sobre a abertura fornece um mecanismo de força. Oscilações ressonantes são estabelecidas sobre certas condições de escoamentos, correspondentes aos modos acústicos naturais da cavidade. Em se tratando da categoria considerada rasa, a cavidade pode ser ainda classificada como aberta ou fechada, quando esta relação for pequena ou grande respectivamente (Plentovich, 1997 e Gloerfelt, 2009).

Cavidade com razão $\frac{L}{D} < 9$ é considerada aberta. Neste regime de escoamento, a camada limite que se aproxima da borda a montante se separa formando uma camada cisalhante que se estende por toda abertura até se colidir com a borda a jusante. Segundo Rossiter (1964), oscilações auto sustentadas estão presentes neste tipo de configuração.

Cavidade com razão $\frac{L}{D} > 13$ é considerada fechada, com características bastante alongadas. Neste tipo de cavidade, o mesmo comportamento ocorre com a camada limite a qual se separa a partir da borda a montante, porém neste caso ocorre recolamento da camada

no fundo da cavidade. O escoamento então separa novamente à medida que se aproxima do canto a jusante. Portanto, a influência da profundidade se torna negligenciável se a camada cisalhante do escoamento tem uma espessura da mesma ordem de profundidade da cavidade (Gloerfelt, 2009). Neste caso, a resposta acústica predominante em banda larga de frequência e, ao contrário de escoamentos em cavidade abertas, fenômenos de oscilações auto sustentáveis não ocorrem claramente.

Razão entre $9 \leq \frac{L}{D} \leq 13$ é considerada intermediária. Entre estes dois casos, uma transição do regime de escoamento pode ocorrer na qual exibe características que são indicativas de ambos os regimes de escoamentos, aberto ou fechado, onde o coeficiente de pressão exibe algumas similaridades como encontrada na cavidade fechada, enquanto que oscilações de escoamento são ainda sustentadas.

A Figura 2.13 ilustra, de forma esquemática, a condição de escoamento em cada situação descrita acima.

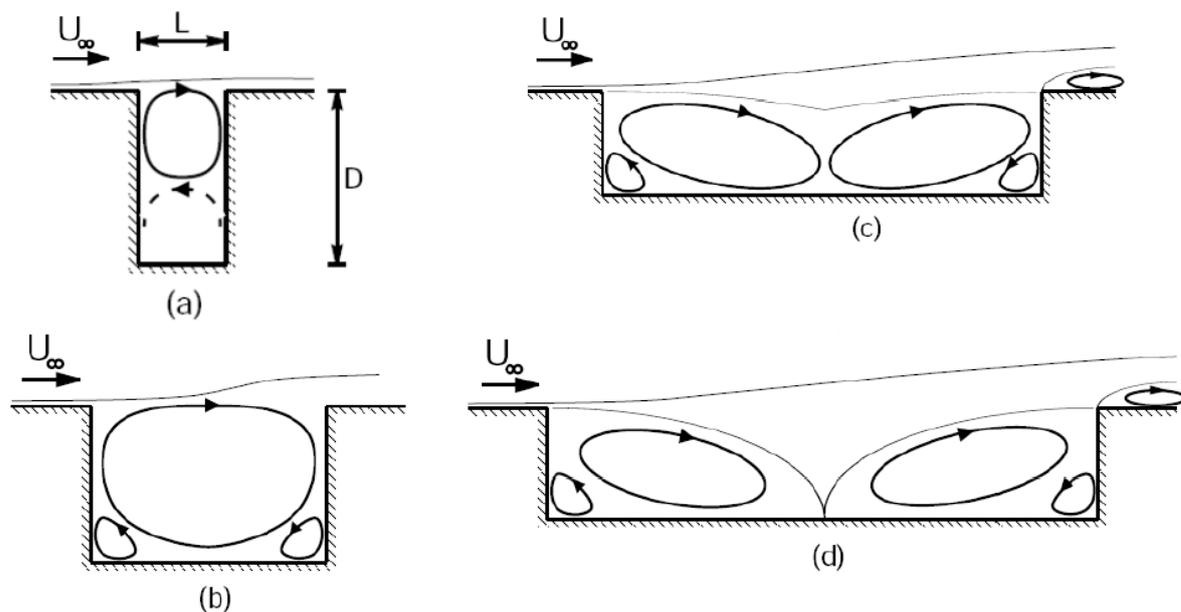


Figura 2.13 - Esquema de cavidades: a) profunda e rasa: b) aberta, c) transição e d) fechada.

Fonte: Gloerfelt, 2009

Outro parâmetro geométrico importante a ser considerado no estudo de cavidades é a razão L/W entre comprimento e largura. Segundo Rossiter, para razões $L/W < 1$, a camada

livre de cisalhamento acima da abertura da cavidade é essencialmente bidimensional, com recirculações altamente coerentes na direção longitudinal. Em situação contrária, razão $L/W > 1$, ocorrem efeitos tridimensionais nesta camada devido às paredes laterais que podem alterar a dinâmica.

As características do ruído gerado pelo escoamento de fluidos sobre cavidade aberta envolvem também as condições de velocidades de escoamento, o que torna a análise ainda mais complexa. Estes parâmetros são classificados na literatura em três grupos, sendo subsônicos, ($M < 1$), supersônico ($M > 1$) e situação intermediária transônico. Uma análise transônica é importante, por exemplo, por se aplicar a parâmetros operacionais de uma aeronave que opera neste regime de velocidades. Neste contexto, uma cavidade pode representar baías de armas de aeronaves militares. É desejável que as frequências modais destas estruturas permaneçam fora da faixa de excitação do escoamento (Mendonça, 2003). Hamed (2001), demonstrou através de simulação numérica de ruído de cavidade aberta sob condições de escoamento transônico, que as estruturas dos turbilhões gerados na camada de cisalhamento e no interior da cavidade aumentam em magnitude com o aumento do número de Mach, fazendo com que ruído de cavidade se torna ainda mais crítica em altos números de Mach. Entretanto, um estudo mais apurado das características de escoamento sobre cavidade nestas condições está fora do escopo deste trabalho, por se tratar de condições estritamente subsônicas.

O estudo do efeito aeroacústico produzido em uma cavidade aberta pode ser entendido, de forma mais ampla, classificando dois importantes aspectos: a primeira, do ponto de vista de excitação do fluido incidente sobre a abertura da cavidade e, segundo, do ponto de vista de resposta acústica da cavidade. A interação entre estes dois fenômenos que ocorrem simultaneamente são responsáveis pela geração do ruído de cavidade. A característica primária do escoamento em cavidade diz respeito a oscilações auto sustentadas presentes tanto no escoamento como no campo acústico. Rossiter (1964) classificou o mecanismo que governa o escoamento sobre uma cavidade em três categorias:

A primeira diz respeito a oscilações fluido dinâmico, na qual o ciclo tem início a partir da formação de pequenas perturbações ou vórtices na camada de cisalhamento sobre a abertura da cavidade. De acordo com Rossiter (1964), o comprimento de onda desta oscilação periódica é geralmente próximo do comprimento da cavidade, ou l/n do comprimento da cavidade, onde n é o número do modo da oscilação. A formação e o desenvolvimento da

camada cisalhante tem sua origem com descolamento da camada limite quando o escoamento atinge a borda de entrada da cavidade. Vórtices são gerados a jusante da abertura e percorrem ao longo da camada cisalhante com crescimento gradativo, devido aos efeitos da viscosidade e interação do escoamento com o fluido estagnado no interior da cavidade, até atingir a borda de saída (a montante). Parte deste turbilhão se desloca para o interior da cavidade, formando recirculações primárias e secundárias que se interagem entre si. Perturbações de pressões são geradas na direção a montante, fechando o ciclo. Neste caso, a configuração do escoamento é determinada pelo número de Reynolds, que expressa uma razão entre as forças inerciais e as forças viscosas presentes no meio fluido. Esta expressão pode ser escrito da forma:

$$Re = \frac{U_{\infty} L \rho_0}{\mu} \quad (2.40)$$

onde U_{∞} é a velocidade do escoamento, L é comprimento típico do corpo perturbador do escoamento (neste caso, o comprimento da abertura da cavidade), ρ_0 é a densidade do fluido e μ é a viscosidade. A figura 2.14 ilustra comportamento padrão do escoamento sobre uma cavidade retangular e os parâmetros que influenciam no seu escoamento.

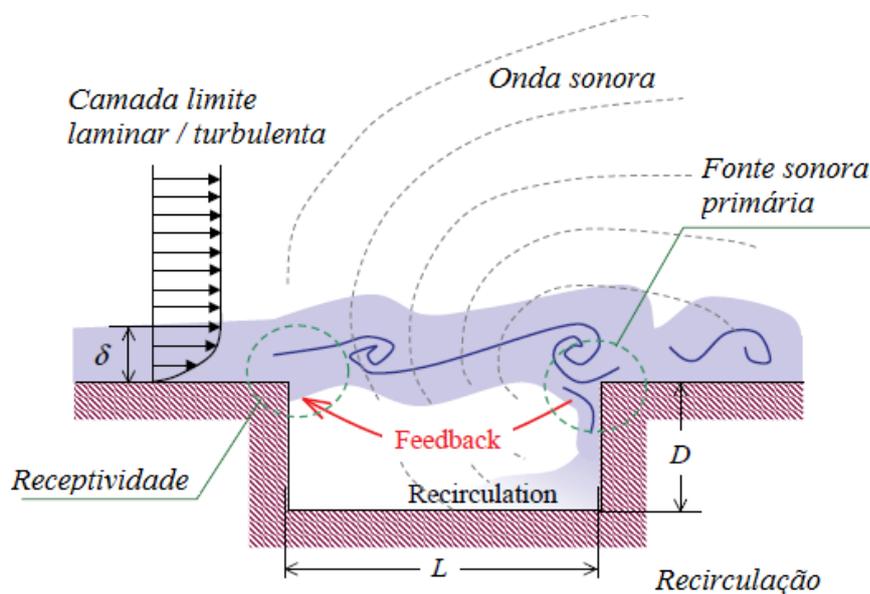


Figura 2.14 – Esquema de escoamento sobre cavidade aberta

Fonte: Izawa, 2011

A segunda categoria está relacionada a oscilações fluido-ressonante, onde amplificações no campo sonoro ocorrem quando oscilação auto sustentáveis no escoamento possuem características de oscilações da mesma ordem que os modos acústicos da cavidade. Este regime acopla os modos acústicos com a frequência de oscilação da camada de cisalhamento. O fenômeno é predominante em cavidades profundas e sujeitas a escoamento com elevadas velocidades.

A terceira está relacionada ao comportamento fluido-elástica, cuja natureza do fenômeno deve-se a interação fluido-estrutura, ou seja, o fenômeno considera o acoplamento do escoamento do fluido com os modos estruturais da cavidade. Neste caso, o deslocamento de uma parede elástica é a fonte de energia. Dentro do contexto deste trabalho, é o que apresenta menor influência, entretanto, amplificações no campo sonoro podem ocorrer se a estrutura apresentar baixa rigidez de forma a responder à energia oscilatória.

A Intermitência da camada de cisalhamento turbulenta sobre a abertura da cavidade se caracteriza pela coexistência de vários modos, conforme observado por Cattafesta et al. (1998), por meio de provas experimentais utilizando método de imagens *Schlieren*, onde foram identificadas três modos de Rossiter em uma cavidade com característica $L/D=2$, $M=0,4$ e $Re=2,5 \times 10^6$, conforme Figura 2.15. As imagens obtidas por Cattafesta et al. (1998), demonstram de forma clara a alternância entre os modos I, II e III.

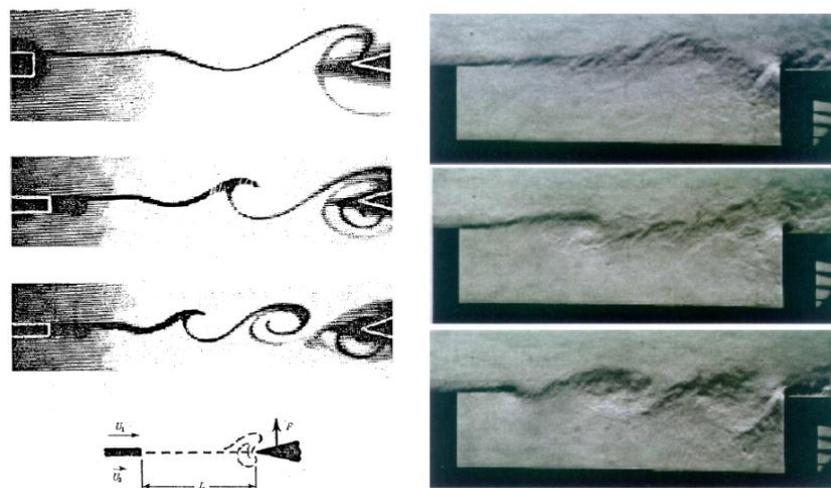


Figura 2.15 – Imagens *Schlieren* de três modos formados pelo escoamento sobre uma cavidade

Fonte: Cattafesta, 1998

Tendo como princípio básico tais observações, vários modelos foram propostos na tentativa de prever a frequência de oscilação do escoamento passando pela abertura da cavidade. Alguns destes modelos serão apresentados a seguir, especificamente os desenvolvidos para condições de escoamentos com baixos números de Mach, condição na qual será avaliado no presente trabalho.

A frequência não dimensional, denominada Número de Strouhal, é dada pela equação:

$$S_t = \frac{f_n L}{U_\infty} \quad (2.41)$$

onde f é a frequência (Hz), L neste caso é o comprimento da abertura da cavidade e U_∞ a velocidade do escoamento livre. Rossiter (1964) propôs um modelo empírico na qual acreditava ser responsável por gerar os tons da cavidade. A equação semi-empírica para prever a frequência desse tom predito por Rossiter, para número de Mach $\geq 0,4$, é dado por:

$$S_t = \frac{n - \alpha}{\frac{1}{k} + M} \quad n = 1, 2, \dots, \quad (2.42)$$

onde S_t é o número de Strouhal (frequência adimensional) correspondente a n^o modo da frequência de oscilação f_n . O parâmetro k deve ser interpretado como a razão entre a velocidade de convecção e a velocidade da corrente livre dado por:

$$k = \frac{U_c}{U_\infty} \quad (2.43)$$

Em outras palavras, a velocidade convectiva é normalizada pela velocidade de corrente livre a através do parâmetro k . A constante empírica α pode ser interpretada como a diferença de fase entre o tempo no qual um vórtice atinge a extremidade a jusante da cavidade e a emissão de uma nova onda acústica. Estas constantes são intrinsecamente dependentes das condições de escoamento e do aspecto da cavidade em relação à razão L/D . Os valores assumidos por α variam de acordo com a variação da relação entre a largura L com a profundidade D da cavidade. Para cavidades rasas (L/D de 4 a 10), Rossiter (1964), ajustou esta constante utilizando os valores da tabela 2.1:

Tabela 2.1 – Valores de α como função da razão entre comprimento e profundidade L/D

L/D	α
4	0,25
6	0,38
8	0,54
10	0,58

Block (1976) desenvolveu outro modelo, com algumas semelhanças com a fórmula de Rossiter, porém levando em consideração o efeito da profundidade D finita da cavidade, logo, a relação L/D aparece explicitamente no termo $1 + \frac{0,514D}{L}$. Neste modelo Block encontrou boa correlação com as frequências tonais previstas neste modelo para números de Mach entre $0,2 < M < 1,2$ com os dados experimentais obtidos por Rossiter. A fórmula final de Block é dada por:

$$S_t = \frac{n}{\frac{1}{k} + M\left(1 + \frac{0,514D}{L}\right)} \quad n = 1, 2, \dots, \quad (2.44)$$

Heller et al. (1971) estendeu a fórmula empírica do Rossiter levando em conta o efeito de variações da velocidade do som em condições supersônicas ($M > 1,2$). A fórmula de Rossiter modificada por Heller é dada por:

$$S_t = \frac{n - \alpha}{\frac{M}{\sqrt{1 + \left(\frac{\gamma - 1}{2}\right)M^2}} + \frac{1}{K}} \quad n = 1, 2, \dots, \quad (2.45)$$

A constante empírica α possui a mesma conotação da equação original de Rossiter, γ é a razão do calor específico do ar, neste caso 1,4 para o ar.

Sarohia (1975) demonstrou boa correlação experimental na equação:

$$S_t = \left(n + \frac{1}{2}\right)k \quad n = 1, 2, \dots, \quad (2.46)$$

E finalmente, Inagaki (2002), propôs um modelo simplificado dado por;

$$S_t = \frac{1}{3} \left(n - \frac{1}{4} \right) \quad n = 1, 2, \dots, \quad (2.47)$$

2.7.2 Ressonador de Helmholtz

Os ressonadores de Helmholtz consistem de um enclausuramento com volume V , comunicando-se com o meio externo através de uma pequena abertura de área S e comprimento L , conforme ilustrado na Figura 2.16. Ressonadores de Helmholtz se comportam como cavidades classificadas como profundas, portanto, o mecanismo de geração de ruído neste sistema é idêntico ao descrito no tópico anterior.

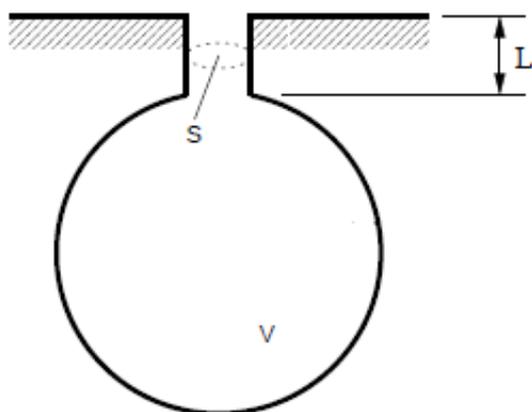


Figura 2.16 – Modelo padrão de ressonador de Helmholtz

Fonte: Urzunicok, 2003

Uma teoria simplificada para cálculo da frequência natural de um ressonador Helmholtz foi idealizada fazendo analogia com o efeito dinâmico de um sistema mecânico massa-mola de um grau de liberdade, aplicando o método de Lagrange para obter a equação diferencial sob a premissa do movimento harmônico. O elemento massa foi correlacionado com as energias cinéticas e potenciais do ar no pescoço do ressonador e o elemento mola foi correlacionado com o movimento oscilatório no interior do volume.

A expressão geral para a frequência de ressonância f_0 em um ressonador de Helmholtz deduzida foi descrita como:

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{VL}} \quad (2.48)$$

onde, c é a velocidade som, S é a área da abertura, V é o volume da cavidade (invólucro) e L é o comprimento da abertura denominado aqui de “pescoço”. A equação (2.48) obtida para o ressonador de Helmholtz é estritamente válida para pescoços de comprimento longo dentro dos limites inicial e final do pescoço do ressonador, entretanto, em situação prática, como ocorre em muitas aplicações técnicas, um gargalo de curto comprimento é utilizado. Sendo assim, para adequação de uma situação prática a fim de obter melhor correlação do modelo, uma derivação desta adequação foi desenvolvida levando em conta, em adição a massa inercial do pescoço dentro de um comprimento L , uma quantidade extra de ar nas duas extremidades da região do pescoço referentes aos comprimentos ΔL_{n_i} e ΔL_{n_f} , conforme Figura 2.17.

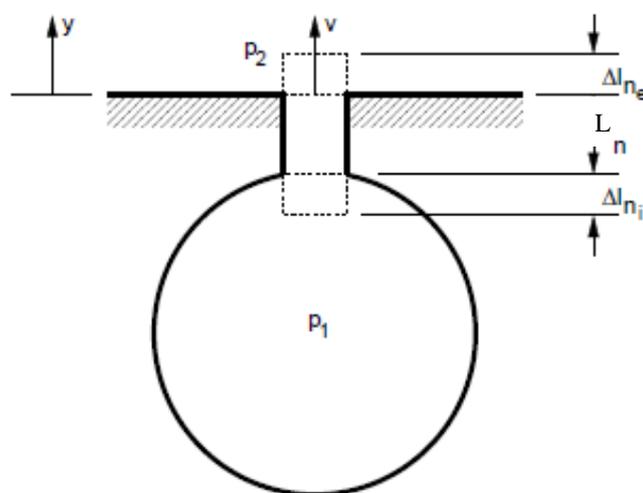


Figura 2.17 – Modelo de ressonador de Helmholtz considerando correção no gargalo

Fonte: Urzunicok, 2003

A correção é feita substituindo o comprimento L do pescoço pelo comprimento eficaz do L' , onde L' é o comprimento efetivo, dado por $L' = L + \Delta L_{n_i} + \Delta L_{n_f}$, e $\Delta L_n = 0,79R$, onde

R = raio do pescoço. A correção final resultante ΔL_n para uma extremidade de um gargalo cilíndrico de comprimento L_n e raio R, com um flange ilimitado reside no intervalo entre 0,79R a 0,85R.

Uma importante derivação da equação do ressonador de Helmholtz foi desenvolvida para cálculo da frequência f_0 em ressonadores sem pescoços na condição de escoamentos sobre abertura circular, quadrada ou retangular:

$$f_0 = 52,4 \text{ m/s} \frac{\sqrt[4]{S}}{\sqrt{V}} \quad (2.49)$$

A unidade m/s foi adicionada na constante como referência para utilização de unidades coerentes na introdução dos valores dimensionais S e V (Urzynicok, 2003).

2.7.3 Ruído gerado em torno de geometria cilíndrica

Considerando as mesmas premissas do tópico anterior, o estudo do escoamento passando ao redor de um corpo cilíndrico genérico também apresenta grande importância dentro do contexto deste trabalho, visto que esta situação representa condições variadas de escoamento encontrada no automóvel, como em antenas, bagageiros acoplados ao teto, grades frontais, coluna dianteira e principalmente, dos retrovisores externos, que será o item estudado com maiores detalhes ao longo deste trabalho. Dentro desta aplicação, Kato (2012) utilizou os resultados experimentais e numéricos de ruído aerodinâmico gerado por barra circular e retangular para validação de metodologia numérica para avaliação de ruído aerodinâmico gerado por retrovisor em campo próximo e campo distante. O escoamento ao redor de uma estrutura cilíndrica é influenciado pela sua forma e pelo número de corpos que se apresentam nas suas vizinhanças. No trabalho de Tese de Nishino (2007), são mostrados vários arranjos de estruturas padrões que podem ser estudados na presença de um escoamento incidente, conforme Figura 2.18.

Nota-se que, por ser um problema clássico da Mecânica dos Fluidos, há um grande número de trabalhos experimentais e numéricos disponíveis na literatura referentes ao estudo das características de escoamento sobre corpos das mais variadas seções. Como já mencionado, a forma circular é bastante estudada por possuir uma combinação desejada de geometria simples com a configuração complexa do escoamento ao redor de um corpo

rombudo. Essa combinação é ainda mais atrativa, do ponto de vista deste trabalho, uma vez que permite analisar de maneira preliminar, as características de escoamentos ao redor de um retrovisor.

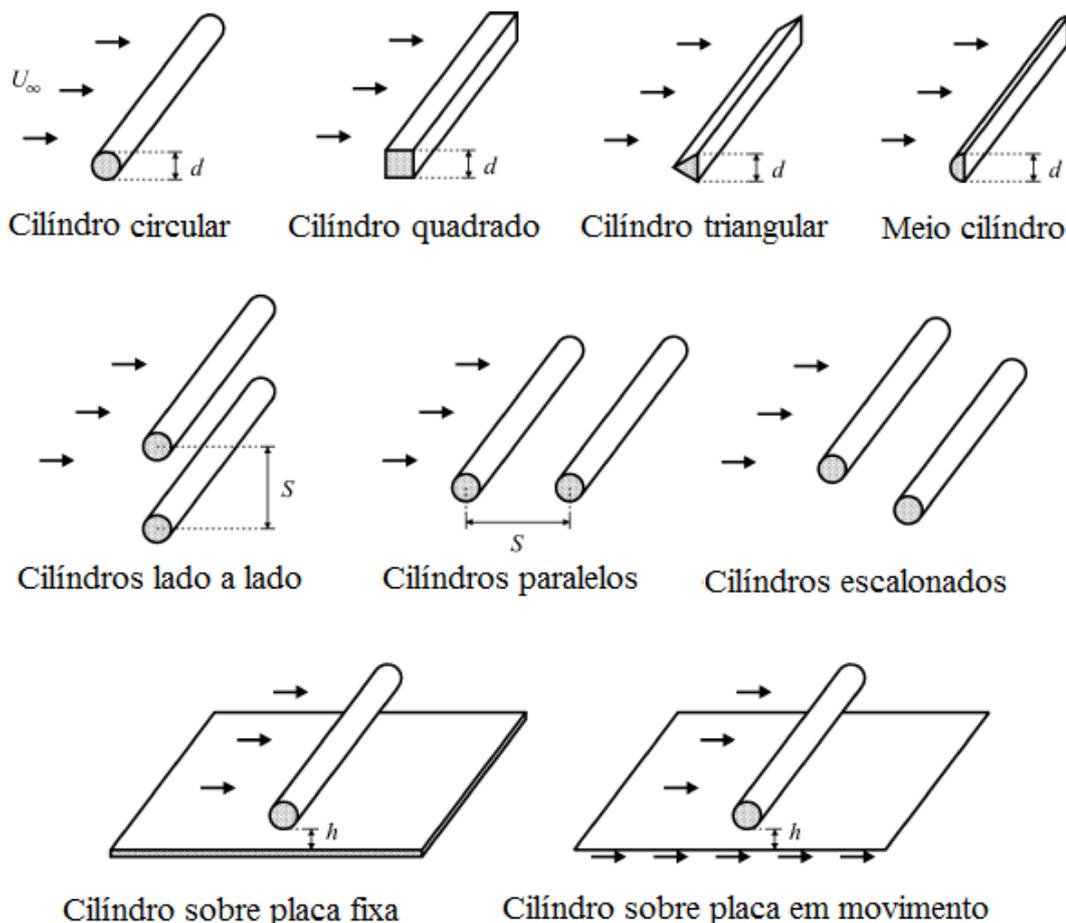


Figura 2.18 – Exemplos de escoamentos passando por corpos de seções variadas

Fonte: Nishino, 2007

A configuração do escoamento ao redor de um corpo cilíndrico de seção circular é influenciada por uma grande variedade de parâmetros. O parâmetro governante é a número de Reynolds dado por:

$$Re = \frac{U_\infty d}{\nu} \tag{2.50}$$

onde U_{∞} , d e ν são, respectivamente, a velocidade do escoamento incidente, o diâmetro do cilindro circular e o coeficiente de viscosidade cinemática. A variação desta quantidade adimensional resulta na alteração das características do escoamento ao redor de um cilindro, conforme será explanado adiante, causando como consequência a alteração do comportamento aerodinâmico, como por exemplo, na força de arraste e força de sustentação. Entretanto, este estudo será focado, dentro do contexto deste trabalho, na influência que a mudança destas características acarreta na geração do ruído.

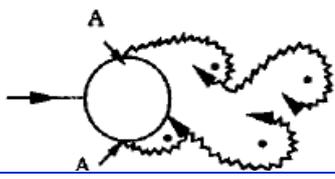
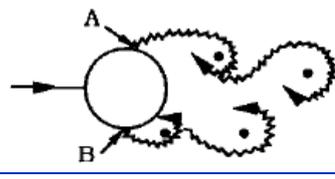
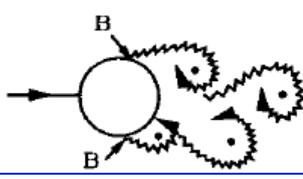
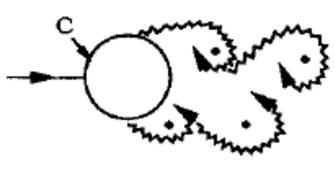
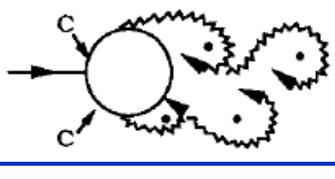
Para compreender melhor o mecanismo de geração de som ao redor de uma geometria cilíndrica genérica, julga-se importante o conhecimento do fenômeno da formação de esteira de Von Karman. Uma esteira de Von Karman é um padrão de repetições de vórtices giratórios causado pela separação do escoamento sobre um corpo. Uma esteira de vórtices pode ser observada somente em determinada faixa de número de Reynolds, tipicamente acima do valor limite cerca de 70. A faixa de valores de Reynolds, parâmetro que rege as características deste escoamento, varia com o comprimento e forma do corpo a partir do qual os vórtices são “espalhados”, bem como a viscosidade cinemática do fluido.

O mecanismo de geração de ruído relativo à formação de vórtices ocorre devido à esteira instável a qual induz uma flutuação da pressão sobre a superfície que se irradia o som. O ruído neste caso será, na maior parte, em forma de ruído tonal uma vez que os vórtices são vertidos a uma frequência definida. Esta formação de vórtices pode resultar em geração de “assobios” ao redor de componentes em geometrias cilíndricas, como no caso de retrovisores, antenas, grades frontais, barras de teto, causando incômodos ao condutor interno do veículo.

Nishino (2007) classifica, de uma forma mais ampla, o escoamento ao redor de um cilindro circular liso e isolado em função do número de Reynolds em três regimes distintos: subcrítico ($Re < Re_c$), crítico ($Re \cong Re_c$), e supercrítico ($Re > Re_c$). Uma descrição mais detalhada das características do escoamento ao redor de um cilindro foi dada por Sumer (1997). Estas características se encontram sumarizadas na Tabela 2.2.

Tabela 2.2 – Características do escoamento em função da variação do Reynolds

Fonte: Adaptado de Sumer, 1997

	Contorno	Condições de contorno	Valor
a)		Sem separação Escoamento definido	$Re \leq 5$
b)		Um par fixo de vórtices simétricos	$5 < Re \leq 40$
c)		Vórtices laminares	$40 < Re \leq 200$
d)		Transição de esteira laminar para turbulenta	$200 < Re \leq 300$
e)		Esteira completamente turbulenta. a) Separação da camada limite turbulenta	$300 < Re \leq 3,0 \times 10^5$ Subcrítico
f)		a) Separação da camada limite laminar b) Separação da camada limite turbulenta	$3,0 \times 10^5 < Re \leq 3,5 \times 10^5$ Crítico
g)		b) Separação da camada limite turbulenta: camada limite parcialmente laminar e turbulenta	$3,5 \times 10^5 < Re \leq 1,5 \times 10^6$ Super crítico
h)		Camada limite completamente turbulenta em um lado apenas	$1,5 \times 10^6 < Re \leq 4,0 \times 10^6$ Transição superior
i)		Camada limite completamente turbulenta nos dois lados	$4,0 \times 10^6 < Re$ Transcrítico

Em escoamentos em torno de um cilindro circular, para os casos em que o número de Reynolds é muito baixo ($Re \leq 5$), as camadas limites não se separam do corpo e as linhas de corrente tendem a contornar toda a superfície do cilindro simetricamente a montante e a jusante do corpo, com um ponto de estagnação frontal e outro traseiro. Nesta condição, a força de arrasto é devida exclusivamente às forças viscosas. Esta condição se encontra ilustrado na seção da Tabela 2.2a.

Para a faixa de número de Reynolds entre $5 < Re \leq 40$ ocorre a separação da camada limite na parte de trás do corpo e o escoamento apresenta-se assimétrico. Nesta condição é formado um único par de estruturas de vórtices estacionários (recirculação), na qual aumenta em tamanho à medida que o número de Reynolds aumenta, conforme ilustrado na seção da Tabela 2.2b. Apesar da presença do par de estruturas de vórtices contra rotativas, o regime do escoamento ainda é permanente. A esteira formada possui um comprimento limitado, é completamente laminar e o arrasto devido à pressão nessa faixa de número de Reynolds deixa de ser nulo.

Para a faixa de número de Reynolds entre $40 < Re \leq 200$ há o surgimento de instabilidades nas camadas cisalhantes que causam o início de oscilações na esteira, também laminar. Este fenômeno é denominado na literatura de desprendimento de vórtices, onde observa-se um desprendimento alternado de pares contra rotativos de estruturas de vórtices, o que determina o caráter oscilatório da esteira de Von Karman, conforme ilustrado na seção da Tabela 2.2c. Gerrard (1965), explica que o processo ocorre uma vez que, devido a instabilidade do escoamento, um largo vórtice (referência ponto A na Figura 2.19a), torna-se forte o bastante para o vórtice oposto (referência ponto B na Figura 2.19a). O vórtice A possui vorticidade no sentido horário enquanto o vórtice B possui vorticidade no sentido anti-horário. A aproximação do vórtice B de sinal contrário anula o fornecimento da vorticidade do vórtice A que se desprende da camada limite e é libertado na corrente (referência ponto A na Figura 2.19b). Imediatamente inicia-se formação de um terceiro vórtice (referência ponto C na Figura 2.19b), com as mesmas características do primeiro, enquanto o vórtice B cresce, dando origem a um novo ciclo. Este processo continua sempre que um vórtice for liberado de maneira alternada entre os lados do cilindro. A esteira de vórtices forma-se assim apenas quando as duas camadas de cisalhamento interagem entre si.

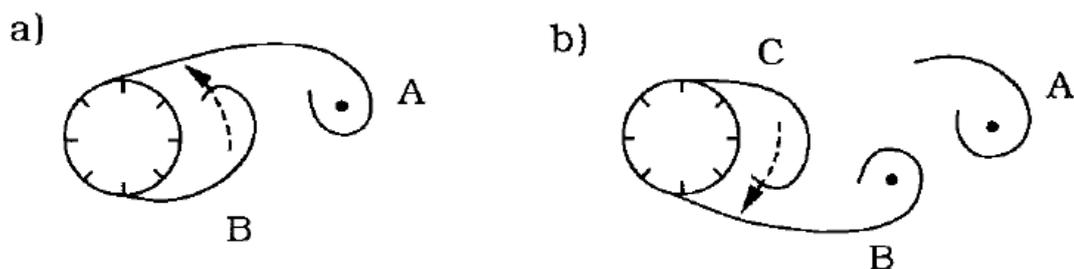


Figura 2.19 – Mecanismo de geração de vórtices em torno de cilindro a) antes do espalhamento do vórtice A, o vórtice B é atraído através da esteira; b) o processo se repete para o vórtice C.

Fonte: Sumer, 1997

Com o crescimento do Reynolds, entretanto, ocorre uma transição de laminar para turbulento na região da esteira, na faixa de Reynolds entre $200 < Re \leq 300$. Observa-se, na figura na seção da Tabela 2.2d, a existência de esteira pulsante a jusante do cilindro de seção circular.

Para $Re > 300$, a esteira encontra-se completamente turbulenta, conforme ilustrado na seção da Tabela 2.2e. A camada limite sobre a superfície permanece laminar em uma vasta largura de faixa entre $300 < Re \leq 3,0 \times 10^5$. Esta faixa encontra-se, conforme definido acima, dentro do regime subcrítico, na qual a camada limite no cilindro permanece laminar e a transição para a turbulência ocorre após a separação do escoamento.

Na faixa de Reynolds entre $3,0 \times 10^5$ e $3,5 \times 10^5$, a transição de laminar para turbulento ocorre na própria camada limite, porém em apenas um lado do cilindro, permanecendo laminar no outro lado. Esta transição ocorre na faixa de valores denominada de Reynolds Crítico Re_c , ilustrado na seção da Tabela 2.2f. Esta assimetria do escoamento gera um fenômeno aerodinâmico denominado “crise de arrasto”, que consiste em uma redução da força de arrasto da pressão. A Figura 2.20 demonstra o processo de variação do coeficiente de arrasto médio (\bar{C}_D) em função do número de Reynolds (Re) para um cilindro circular liso.

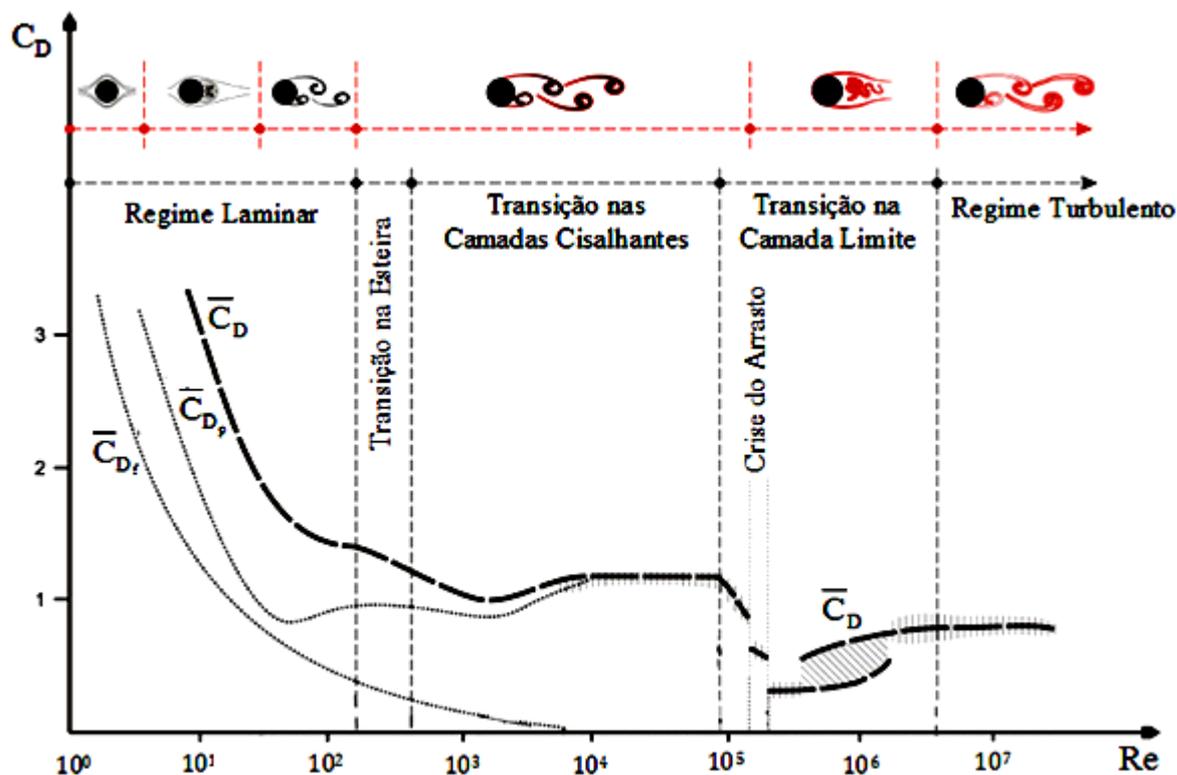


Figura 2.20 – Variação do coeficiente de arrasto em função do número Reynolds

Fonte: adaptado de Sumer, 1997

O regime supercrítico ocorre na faixa de Reynolds entre $3,5 \times 10^5 < Re \leq 1,5 \times 10^6$. Neste regime, a separação da camada limite se torna turbulenta nos dois lados do cilindro, porém esta transição não é completa. A região de transição para turbulento é localizada somente entre o ponto de estagnação e o ponto de separação, conforme demonstrado na seção da Tabela 2.2g. Somente na faixa de Reynolds entre $1,5 \times 10^6 < Re \leq 4,0 \times 10^6$ a camada limite se torna completamente turbulenta em um lado e parcialmente laminar e parcialmente turbulenta no outro lado. Este regime de escoamento denomina-se “transição superior”, e encontra-se ilustrado na seção da Tabela 2.2h. Finalmente, a camada limite se torna completamente turbulenta nos dois lados em números de Reynolds acima de $4,0 \times 10^6$. Este tipo de regime é chamado de transcrito, ilustrado na seção da Tabela 2.2i.

Segundo Sumer (1997), com base no estudo apresentado previamente, a mais importante característica do escoamento em torno de cilindros é o fenômeno de desprendimento de vórtice que ocorre para Reynolds superiores a 40. A camada limite

laminar separa-se da superfície do cilindro devido ao gradiente de pressão adverso imposto pela divergente geometria do escoamento a jusante do cilindro e pela conseqüente perda de quantidade de movimento. A frequência de desprendimento destes vórtices está diretamente relacionada ao número de Strouhal, também dependente do número de Reynolds. O número de Strouhal é a frequência adimensional definida por:

$$St = \frac{f_0 D}{U_\infty} \quad (2.51)$$

onde St é o número de Strouhal. Segundo Gerrard (1965), para um corpo de diâmetro D sob a ação de escoamento em velocidade de corrente livre U_∞ e $RE \approx 10^4$, o valor do número de Strouhal ocorre em torno de 0,2. O comprimento de onda dos vórtices λ_v na esteira pode ser relacionado à sua velocidade convectiva $U_c = kU_\infty$, onde k é a razão entre velocidade convectiva e a velocidade de escoamento livre (Doolan, 2009), assim:

$$\lambda_v = \frac{U_c}{f_0} = \frac{Dk}{St} \quad (2.52)$$

Esta relação foi ilustrada por Doolan (2009), na Figura 2.21.

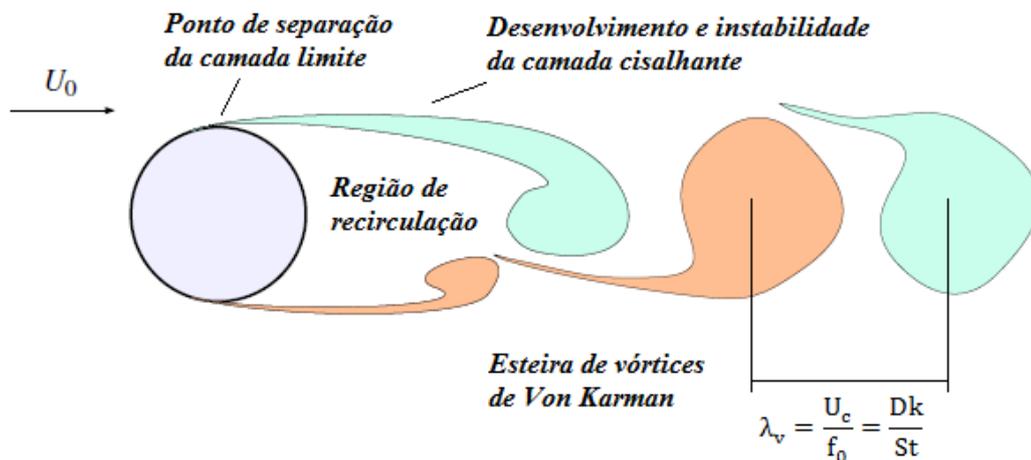


Figura 2.21 – Desenvolvimento de esteira em corpo cilíndrico

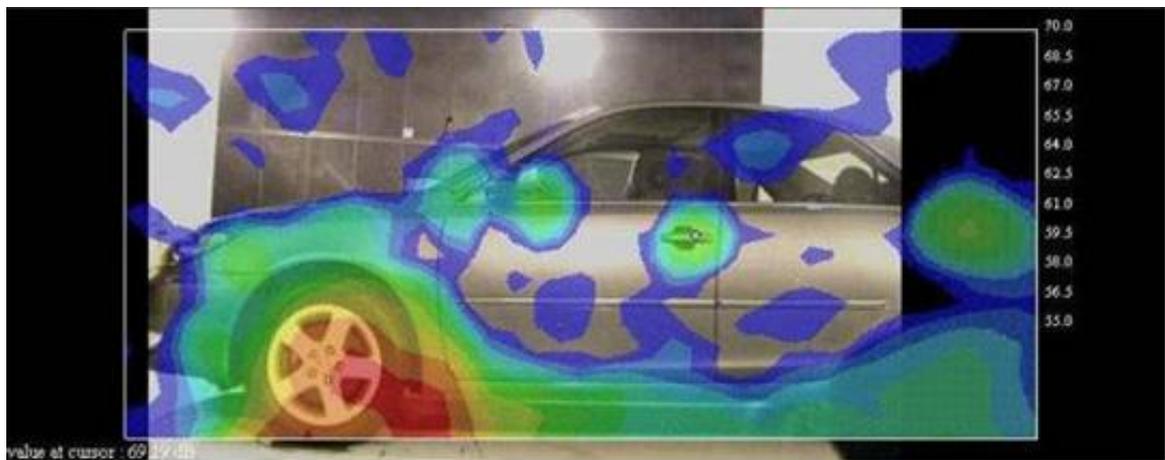
Fonte: Doolan, 2009

Os valores de k ocorrem em torno de $k \approx 0,6$ a $0,9$ (Doolan, 2009).

Capítulo 3

Ruído Aerodinâmico Veicular

3.1 Introdução



Identificação de fontes de ruído aerodinâmico em túnel de vento utilizando a técnica Beamforming (Fonte: Brüel & Kjaer, 2004)

A qualidade sonora no interior de um veículo constitui em importante quesito a ser considerada no desenvolvimento de um veículo moderno. Clientes em potencial não só esperam de um veículo qualidades voltadas para a tecnologia embarcada, motores econômicos e de alto desempenho, conforto e estilo atraente, mas também, a qualidade sonora percebida tornou-se, de forma geral, de grande importância. Nestes aspectos, níveis de ruído elevados podem influenciar significativamente na inteligibilidade interna do veículo comprometendo na conversação entre ocupantes, na escuta de uma música pelo rádio ou em casos mais críticos, provocar fadiga ou estresse em uma viagem de longa duração (Callister et al, 1998). Estes fatores resultam na insatisfação dos clientes, os quais podem atribuir aos altos níveis de ruído a uma má concepção de projeto ou um defeito, o que leva, na maioria dos casos, à rejeição da marca (Hartmann et al., 2009).

De maneira geral, para se conhecer a melhor forma de controle de ruído em veículos, torna-se necessário o pleno conhecimento das características de cada fonte geradora, as vias de transmissões, seja estrutural ou aérea e, finalmente, o ruído que atinge o interior do habitáculo, mais precisamente nas posições dos ouvidos dos ocupantes internos (Callister et al, 1998). Esta última ação requer estudo ainda maior, pois não basta apenas conhecer o nível de ruído, mas também a qualidade sonora percebida pelos ocupantes internos. O fluxo de todo processo, envolvendo testes experimentais, simulação numérica, ou mesmo ambos, pode ser representado pelo fluxograma da Figura 3.1.



Figura 3.1 – Fluxograma para estudo de ruído aerodinâmico.

As principais fontes de ruído em um veículo foram citadas, a título de revisão, na fase introdutória deste trabalho, porém maiores detalhes sobre as características de geração e transmissão de ruído em um veículo podem ser encontradas em Gerges (2005). Visto que o alvo de pesquisa neste trabalho refere-se ao ruído aerodinâmico veicular, serão abordadas com maior ênfase, nesta seção, as três das principais fontes de ruído aerodinâmico presentes em um veículo.

A primeira refere-se ao ruído gerado pela coluna A. Esta coluna localiza-se na parte dianteira do veículo, fazendo interface com o pára-brisa, janelas laterais dianteiras, teto e capô. De acordo com Callister et al. (1998), esta região é considerada como uma das maiores fontes de ruído aerodinâmico e, por se localizar próximo aos ouvidos do motorista (ou mesmo do passageiro dianteiro), apresenta grande importância neste campo de pesquisa.

A segunda fonte que será tratada refere-se ao ruído gerado pelos retrovisores laterais. Este componente situa-se na base da coluna A e, similar ao que ocorre na coluna A, apresenta também grande importância no estudo de ruído aerodinâmico, por se localizar próximo ao motorista. Além disto, o retrovisor apresenta importância tanto do ponto de vista de segurança veicular, por proporcionar ao motorista um campo de visão traseira, como também do ponto de vista aerodinâmico, por influenciar no coeficiente aerodinâmico e, conseqüentemente, no

desempenho e consumo do veículo. A Figura 3.2 ilustra resultados de simulação aerodinâmica, indicando a localização destas duas fontes no veículo.

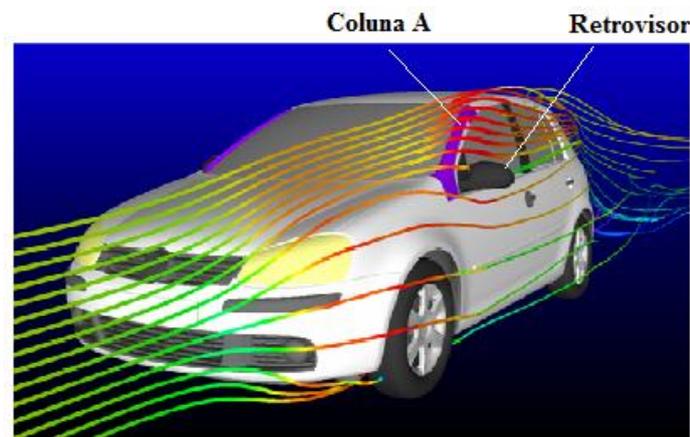


Figura 3.2 – Linhas de corrente na coluna A e retrovisor (resultados de simulação CFD).

Fonte: Hartmann, 2009

A terceira e última fonte refere-se ao ruído denominado *buffeting*. Esse ruído é gerado quando o veículo se movimenta com uma das janelas laterais abertas, situação bastante usual pelos usuários, principalmente em veículos não providos de ar condicionado. Atenção especial será dada neste ruído devido ao extremo incômodo que pode causar quando presente em um veículo. A imagem gerada a partir de simulação CFD de *buffeting* em um veículo ilustra a formação de vórtices gerados na entrada da janela aberta, conforme Figura 3.3.

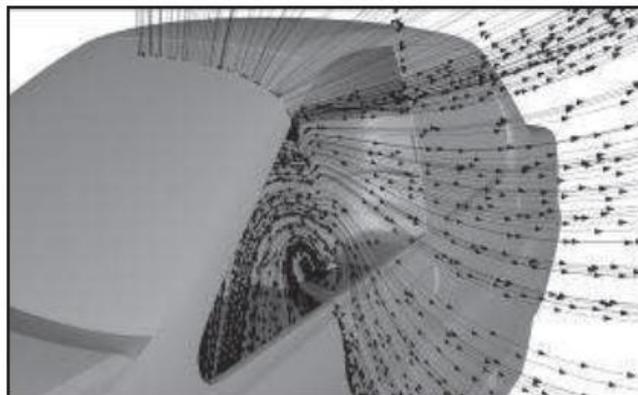


Figura 3.3 – Vórtices responsáveis pela geração de *buffeting* (resultados de simulação CFD).

Fonte: Ashish, 2010

Pretende-se com os estudos que serão realizados nestes componentes adquirir base para conhecimento do ruído aerodinâmico gerado por outras fontes em um veículo, como antenas, grade frontal, aerofólios, e teto solar aberto, no caso do ruído de *buffeting*. Será alvo de pesquisa neste trabalho estabelecer uma correlação entre o retrovisor e a coluna A, visto que estas fontes de ruído situam-se próximas uma da outra.

3.2 Fontes de Ruído Aerodinâmico Veicular

Conforme preconizado no item anterior, o mecanismo de geração de ruído aerodinâmico em veículos envolve o conhecimento de três fatores: a fonte, a trajetória e o receptor. Segundo Callister et al. (1998), a fonte de ruído aerodinâmico é descrita como uma região onde parte da energia do escoamento é convertida em energia acústica. Em se tratando de ruído aerodinâmico veicular, esta energia acústica é irradiada, a partir do local de origem, e transmitida via aérea até o receptor. A via de transmissão é descrita como o percurso ao longo do qual a energia acústica é transmitida pelo ar até o receptor, em particular, aos ocupantes interno do veículo. Em se tratando de uma avaliação experimental, considera-se o receptor como um sensor, que no caso mais comum é um microfone, o qual converte a energia acústica em sinal de pressão sonora.

Segundo Hirschberg e Rienstra (2004), as fontes de ruído aerodinâmico podem ser representadas através de modelos idealizados, classificados como fontes monopolo, dipolo e quadrupolo. Lighthill (1952) demonstrou que existe uma analogia entre o ruído irradiado pelo escoamento turbulento e o ruído irradiado por uma fonte quadrupolar em um meio em movimento. O efeito de uma fonte monopolo, também denominada esfera pulsante, origina-se da introdução instável do volume no meio fluido circundante. Em baixos números de Mach é a fonte que apresenta maior eficiência. As ondas acústicas geradas por um monopolo são propagadas igualmente em todas as direções, conforme ilustrado na Figura 3.4. A mais notável fonte de ruído monopolo em um automóvel vem da adição de escoamento volumétrico instável, como por exemplo, uma flutuação de pressão na superfície externa do veículo o qual provoca uma adição de escoamento volumétrico para o interior do veículo através de uma pequena abertura, o que resultará, em seguida em uma forte fonte monopolo secundária.

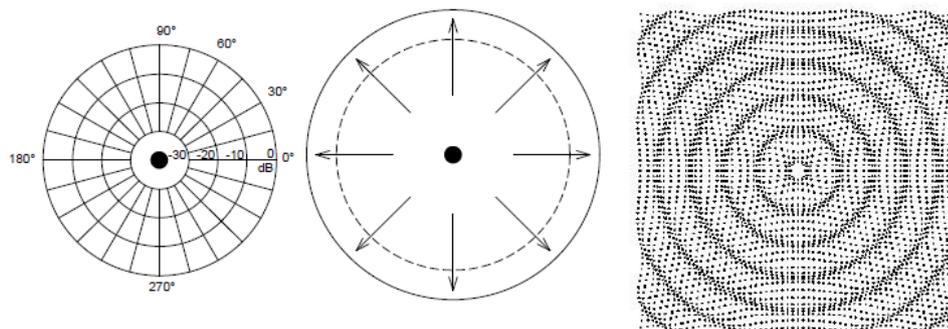


Figura 3.4 – Esquema de radiação de fonte monopolo

Fonte: Gerges, 1992

O efeito de uma fonte dipolo, também denominado esfera vibrante, é a segunda mais eficiente fonte geradora de ruído em baixos números de Mach. O dipolo é representado pelo movimento vibrante de uma esfera sem deformação. A produção do som por fontes dipolos ocorre devido à distribuição de forças sobre a superfície, ocasionado por um carregamento flutuante. A diretividade de um dipolo apresenta dois lóbulos com alongamento máximo nas direções 0° e 180° , conforme apresentado na Figura 3.5. Não se encontra nenhuma radiação sonora na direção 90° e 270° . No campo da aeroacústica, o efeito dipolar é causado por forças instáveis ao fluido, resultando em pressões instáveis que agem sobre as superfícies rígidas do veículo. O ruído de um escoamento turbulento originado de separação da camada limite que colide com uma superfície é um exemplo de ruído dipolo. Esta situação é frequentemente encontrada nos automóveis, como por exemplo, no ruído gerado pela coluna A.

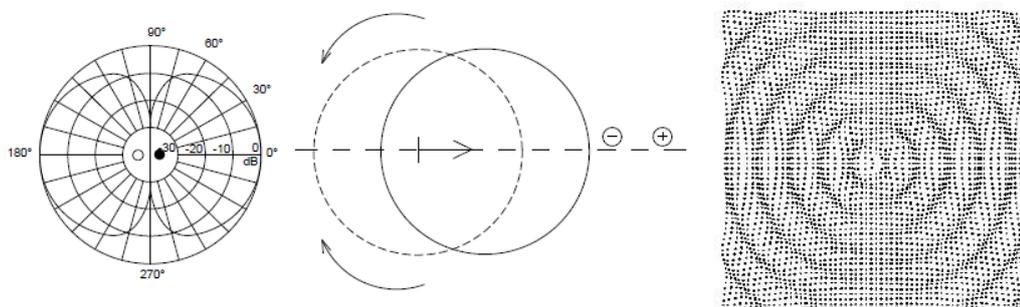


Figura 3.5 – Esquema de radiação de fonte dipolo

Fonte: Gerges, 1992

A terceira categoria de fonte, que é de menor eficiência em baixos números de Mach, é chamada de efeito de fonte quadrupolo. A fonte quadrupolo é a oscilação da deformação de uma esfera sem a variação de volume. Um quadrupolo consiste em dois dipolos idênticos com fases opostas. Neste caso há quatro direções preferenciais (lóbulos) em que o som é radiado, conforme demonstrado na Figura 3.6. Efeito de fonte quadrupolo é causado por tensões internas e turbulência dentro do escoamento. Este fenômeno pode ser melhor descrito como dois elementos de fluido que colidem uns com os outros, tal como acontece na camada de cisalhamento turbulenta. O ruído de jato é o exemplo mais comum de fonte de ruído quadrupolo. Este efeito, na aplicação automotiva, é normalmente desconsiderado, uma vez que, em relação às outras duas fontes, apresenta menor eficiência.

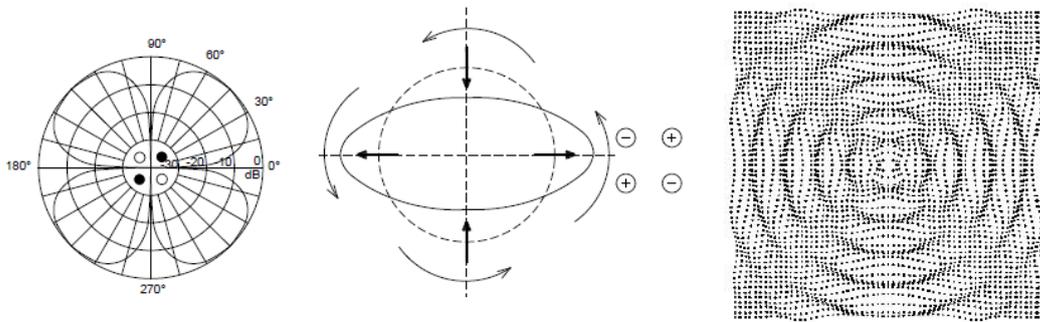


Figura 3.6 – Esquema de radiação de fonte quadrupolo

Fonte: Gerges, 1992

Segundo George (1997), e Bies e Hansen (1996), a intensidade das fontes monopolo, dipolo e quadrupolo podem ser modeladas de forma aproximada como:

$$I_{monopolo} \sim \frac{\rho}{r^2 c} L^2 V^4 \sim \frac{\rho}{r^2} L^2 V^3 M \quad (3.1)$$

$$I_{dipolo} \sim \frac{\rho}{r^2 c^3} L^2 V^6 \sim \frac{\rho}{r^2} L^2 V^3 M^3 \quad (3.2)$$

$$I_{quadrupolo} \sim \frac{\rho}{r^2 c^5} L^2 V^8 \sim \frac{\rho}{r^2} L^2 V^3 M^5 \quad (3.3)$$

Onde V denota a velocidade de escoamento do ar, r refere-se ao raio da esfera pulsante, L o raio do campo de propagação e C a velocidade do som no ar. Destas equações, nota-se que a intensidade do som gerado pelas fontes monopolo, dipolo e quadrupolo são proporcionais à velocidade do escoamento elevado à quarta, sexta e oitava potência, respectivamente. Estas equações mostram também que a razão das intensidades das fontes dipolar e monopolar é proporcional ao quadrado do número de Mach (M). Esta mesma proporção é alcançada com a razão das intensidades das fontes quadrupolar e dipolar, demonstrando que em baixos números Mach, se não houver uma fonte de monopolo, esta será a fonte de ruído primário. Na ausência de uma fonte monopolo, a presença de uma fonte dipolo será dominante. Finalmente, em baixos números de Mach, os efeitos quadrupolo são importantes apenas se ambas as fontes monopolo e dipolo são insignificantes.

No veículo, o ruído aerodinâmico é tipicamente uma combinação de fontes monopolo e dipolo, o qual é gerado quando o veículo se move em altas velocidades através do meio estacionário que é o próprio ar (Cerrato, 2009). Segundo George (1990), o ruído aerodinâmico aumenta na ordem de V^6 , que é consistente com o comportamento esperado por uma fonte de ruído dipolo, enquanto o aumento em outras fontes de ruído ocorre na ordem de V^1 a V^3 , onde V é a velocidade de deslocamento do veículo. Este comportamento explica também o fato de que o ruído aerodinâmico predomina sobre as demais fontes de ruído no veículo em altas velocidades, acima de 100 km/h (Cerrato, 2009), ou mesmo, acima de 80 km/h (George, 1990). A diferença de valores citadas pelos dois autores é bastante razoável, visto que o ruído aerodinâmico depende estritamente da geometria externa de cada veículo (Kenji, 1999), o qual permite tal variação.

O escoamento de ar sobre o veículo em movimento irá causar o desenvolvimento da camada limite próximo à superfície do veículo (Barnard, 1996). Entretanto, ao contrário do que ocorre na maior parte da superfície de uma aeronave, onde a camada limite permanece colada, efeitos de separação (ou descolamento) e recolamento da camada limite dominam a maior parte das regiões da superfície de um veículo. Algumas áreas típicas na superfície externa do veículo que apresentam algum efeito de descolamento são os retrovisores externos, maçanetas, limpadores de para-brisa, barra de teto, acabamentos externos, grade frontal e antena. Além disto, descontinuidades e cavidades que se formam nas junções das partes móveis (portas) e fixas também, além das colunas A (dianteira) e B (central), contribuem significativamente na geração deste ruído (Hucho, 1993). Esta separação resultará na

formação de recirculações ou turbilhões (vórtices), ou mesmo esteiras, que são responsáveis pela formação das fontes de ruído aerodinâmico.

A Figura 3.7 ilustra a localização das principais fontes como frestas em janelas, separação de escoamento com recirculações de larga escala sobre o capô, ou separação de pequena escala em pequenas cavidades na junção de portas (Hucho, 1993).

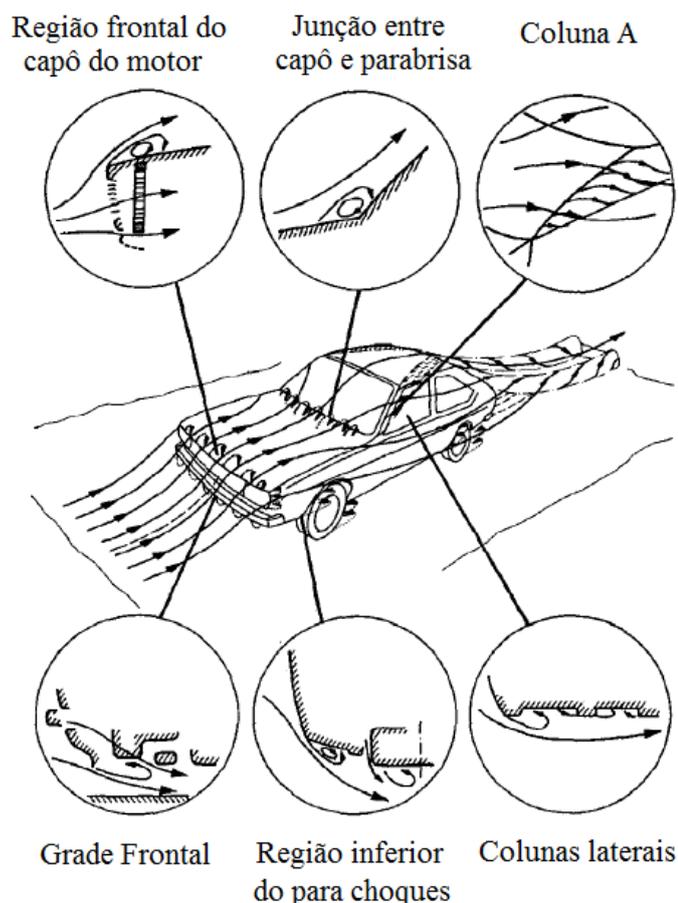


Figura 3.7 – Escoamento ao redor de um veículo e os principais locais de descolamentos

Fonte: Hucho, 1993

Todos estes fatores fazem da geometria de um veículo um sistema extremamente complexo, em se tratando de fontes de ruído aerodinâmico, motivo pelo qual, na maioria dos casos, a análise destes componentes é feita isoladamente. Vários estudos têm sido realizados no campo da aeroacústica veicular, nos últimos anos, com o advento de tecnologias de medições e, principalmente, com o avanço computacional, tanto em termos de softwares como de processadores.

Mohan et al. (2007), descreve três regiões na lateral do veículo onde predominam fontes de ruído aerodinâmico, baseado em extensivos testes em túnel de vento e simulação computacional CFD de um compacto SUV. A primeira região encontra-se localizada nas extremidades do para brisa e coluna A, onde predomina formação de vórtices em forma de espiral, conforme ilustrado na Figura 3.8.

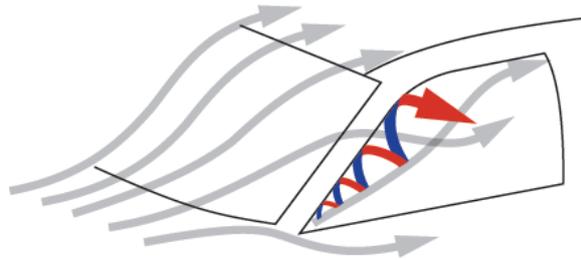


Figura 3.8 – Formação de vórtices na coluna A

Fonte: Adaptado de Mohan, 2007

Uma vez que o escoamento do ar incide diretamente sobre o para-brisa, parte deste escoamento é defletida para o teto e outra parte, que será considerada nesta análise, é defletida para a lateral do veículo a qual percorre o contorno da coluna A. A velocidade do escoamento de ar próxima da superfície nesta região será relativamente baixa, ou praticamente estagnada se comparada com a velocidade das linhas de escoamentos que incidem diretamente sobre a coluna A. A interação entre estas duas massas de ar, associada ao ligeiro atrito entre a massa de ar estagnada e o escoamento de ar na lateral do para-brisa, resulta em diferencial de pressão na zona de escoamento próxima da coluna A e, por consequência, na formação de um forte escoamento com perfil helicoidal (ou espiral) o qual se propaga ao longo da coluna A.

O fenômeno físico que ocorre nesta situação foi explicado por Mohan et al. (2007) fazendo uma analogia à equação de Bernoulli. Uma vez que o escoamento do ar nestas condições pode ser classificado como invíscido, ou seja, o atrito do fluido pode ser desconsiderado e, para efeito desta análise, considerado como incompressível devido ao baixo número de Mach, fluidos com estas características obedecem à equação de Bernoulli, que relaciona às variações de energias cinética e potencial, representado pela equação clássica:

$$p_1 - p_2 = \frac{1}{2} \rho (v_2^2 - v_1^2) + \rho g (h_1 - h_2)$$

(3.4)

Desta equação observa-se que, se a variação na altura é negligenciável (baixa energia potencial), em seguida, como a velocidade do escoamento diminui progressivamente, deve haver um aumento de pressão para satisfazer o princípio de conservação de energia. Logo, assumindo que o ar age como fluido incompressível localmente, o ponto de estagnação na coluna A é uma região de pressão relativamente alta comparada à região no topo do veículo onde o ar possui alta velocidade. Uma vez que não existe barreira física entre as duas regiões, de diferentes pressões, forma-se um caminho de escoamento que conecta as duas regiões. Este escoamento origina-se da zona estagnada lateralmente de baixo para cima em direção ao teto da cabine, o qual se manifesta na forma de vórtices nas proximidades da coluna A, como resultado da ação destas duas linhas de correntes.

A segunda região descrita por Mohan et al. (2007) encontra-se localizado abaixo da linha longitudinal do retrovisor, onde predomina formação de vórtices de Von Karman. Conforme abordado anteriormente, vórtices de Von Karman são formações de esteiras que se originam com o escoamento de fluido sobre um determinado objeto quando o número de Reynolds é superior a 70. A esteira de escoamento é caracterizada pela alternância de ondas de vórtices que são continuamente “varridas” a jusante do objeto durante eventos periódicos de espalhamento de vórtices. No caso do veículo em movimento, este fenômeno ocorre inerentemente no retrovisor externo lateral, conforme ilustrado na Figura 3.9.

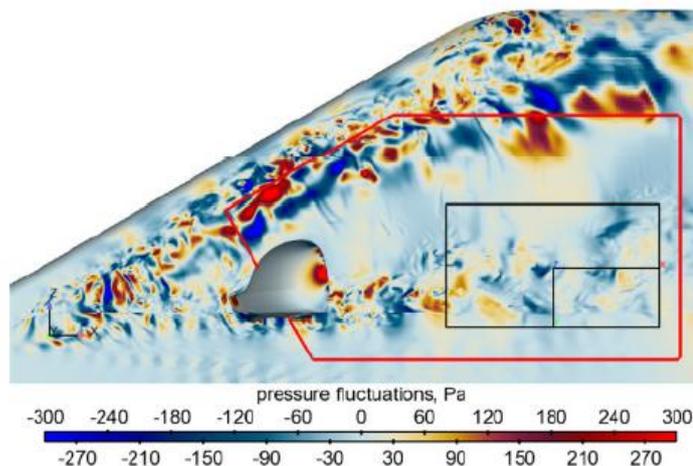


Figura 3.9 – Desenvolvimento de esteira de Von Karman em retrovisor simulado em CFD

Fonte: Hartmann, 2012

Mohan et al. (2007) complementa a descrição citando a existência de uma região intermediária, onde o escoamento entre as regiões superior e inferior é recolado. Nesta região, o escoamento de ar não é afetado pela formação de espiral na coluna A ou pela formação da esteira de vórtices de Von Karman. As linhas de escoamento de ar nesta região, entretanto, incidem diretamente sobre as janelas laterais, sendo que uma vez abertas, resulta na formação de vórtices cilíndricos dando origem ao fenômeno denominado *buffeting*, que será melhor explanado na seção seguinte.

O comportamento aerodinâmico descrito nestas três regiões do veículo pode ser resumido na ilustração da Figura 3.10.

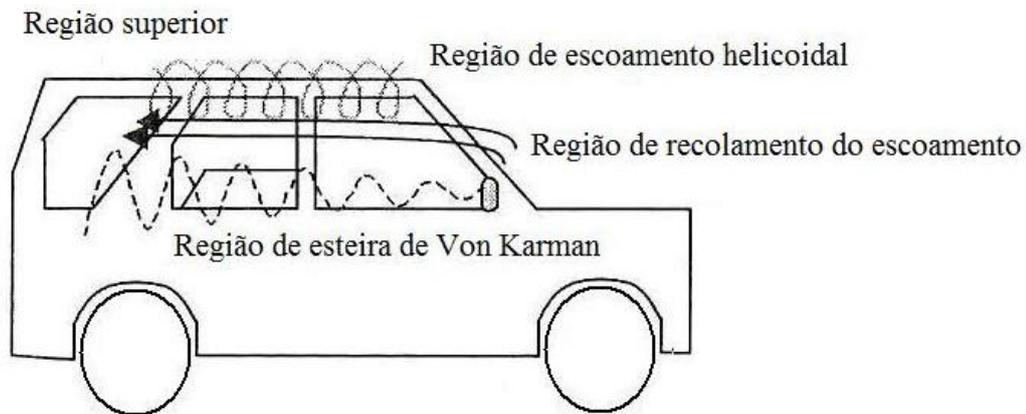


Figura 3.10 – Esquema de escoamento de ar na lateral do veículo

Fonte: Mohan, 2007

3.2.1 Ruído gerado pela coluna A

Vários estudos dedicados nas fontes de ruído aerodinâmico veicular têm demonstrado que a coluna A representa a fonte primária de ruído uma vez que altas flutuações de pressões ocorrem nesta região, que se encontra bastante próxima dos ouvidos do motorista e passageiro dianteiro (Alam, 2000). Conforme sumarizado na introdução deste capítulo, o fenômeno ocorre com formação de vórtices cônicos e separação de escoamento que percorrem toda a região da coluna A. Ao longo dos anos, muitos estudos tem sido concentrados na coluna A, principalmente para se compreender o comportamento do escoamento de ar sob vários tipos de perfis, visando sobretudo obter informações para reduzir ao máximo o ruído aerodinâmico.

Estudos desta natureza foram realizados por Sadakata et al. (1988) e Alam et al. (2004), com particular interesse em avaliar o comportamento do escoamento aerodinâmico na região da coluna A em função de variações dos ângulos entre coluna, para-brisa, janela lateral e capô, além de mudanças de perfil da coluna. O objetivo comum destes autores foi de minimizar o efeito de separação e vórtices do escoamento, reduzindo assim o ruído gerado nestas fontes.

Sadakata et al. (1988) observou que o ruído pode ser reduzido consideravelmente através da combinação do ângulo de inclinação da coluna A com a curvatura do para-brisa e o perfil da coluna A com curvatura suavemente arredondada. No entanto, o estudo demonstrou que alterar o ângulo do para-brisa em uma condição ideal que satisfaça o ruído aerodinâmico compromete, por outro lado, o conforto térmico devido aos efeitos da radiação solar sobre o para-brisa nestas condições, além de reduzir a altura da cabine interna. Estes fatores limitam a aplicação desta solução sobre um veículo em uma situação real.

Estudo similar foi realizado por Popat (1991) e Alam (2000) para avaliação de aerodinâmica e ruído focado na coluna A sobre um modelo de veículo simplificado. Popat conduziu uma investigação experimental para avaliação do efeito do ângulo do para-brisa na estrutura dos vórtices formados na coluna A e o ruído aerodinâmico associado a tal fenômeno utilizando modelos simplificados de pequena escala. Neste estudo, Alam verificou, através de métodos experimentais, que as variações de pressões possuem uma forte dependência do raio da coluna. Associado a este fato, a magnitude da flutuação de pressão externa é reduzida significativamente com o aumento da curvatura da coluna A, porém pouco efeito apresentou quanto ao ruído gerado.

No campo da aeroacústica computacional, Murad (2009) utilizou os dados experimentais do trabalho de Alam para validação de metodologia CFD e CAA sobre os mesmos modelos, utilizando dois softwares comerciais FLUENT e AVL, aplicados ao estudo de formação de vórtices de escoamento para vários raios do para-brisa e ângulos da coluna A, bem como na resposta acústica gerada em cada situação. As condições de contorno utilizadas, representando as mesmas condições de provas experimentais, foram com as velocidades de entrada de 60, 100 e 140 km/h com ângulos de 0 e 15°. Neste estudo, Murad obteve razoável correlação com os dados experimentais de Alam, validando, portanto, a metodologia numérica para estes fins.

Dechpre et al. (2009) avaliou, em uma análise mais detalhada, o ruído aerodinâmico proveniente da coluna A integrado a uma calha de chuva, situação também bastante usual. O componente consiste em um estreito canal situado ao longo da coluna A, que possui a função de coletar e drenar a água de coluna, o qual, de forma contrária, comprometeria na visibilidade do para-brisa e vidros laterais. A análise envolveu testes experimentais e simulação numérica, na avaliação de dois perfis de calhas com comprimentos diferentes. Os resultados demonstraram maiores níveis de ruído no perfil com maior comprimento da calha. Na análise numérica, Dechpre utilizou em um dos perfis três modelos de turbulência em análise transiente, DES, LES e SAS-SST (código implementado no ANSYS CFX). Os resultados demonstraram boa correlação na análise numérica com experimental nos pontos a montante da calha, na região de separação. O modelo DES, entretanto, demonstrou-se pouco eficiente para capturar estruturas instáveis na região a jusante (em frente) a calha.

3.2.2 Ruído gerado pelo retrovisor

O ruído induzido por escoamento aerodinâmico gerado por componentes externos ao veículo em velocidades acima de 120 km/h, como antenas, calhas de janelas, pneus, grades frontais, frisos, retrovisores laterais, bagageiros, ou alguns casos específicos de acessórios, como por exemplo aerofólios, são considerados importantes do ponto de vista de conforto acústico interno do veículo. A exemplo do ruído gerado pela coluna A, o espelho retrovisor externo também é considerado como uma das fontes mais importantes, devido a sua localização próximo do ouvido do motorista, ou mesmo do ouvido do passageiro dianteiro. O espectro de ruído gerado pelo retrovisor é geralmente classificado como um ruído de banda larga em altas frequências atingindo até 5000 Hz (Chen et al., 2009). Entretanto, ruídos tonais podem ocorrer, dependendo da forma da geometria do retrovisor ou frestas de acabamentos ou mesmo acoplamento com a carroceria, fazendo com que os ocupantes, principalmente o motorista, possa distinguir facilmente o ruído desta fonte.

O mecanismo de geração de ruído deste componente pode ser entendido com base no estudo de comportamento do escoamento realizado sobre um corpo cilíndrico, exposto no item 2.7.3 do Capítulo 2. Segundo Gloerfelt (2009), a faixa de baixa frequência é dominada pelos grandes vórtices alternados espalhados a partir das bordas superior e inferior do espelho. Estas estruturas coerentes induzem a uma esteira altamente energética semelhante à esteira de Von Karman, que incide nas janelas laterais. Sendo assim, a geometria e o ângulo em relação

ao plano lateral afetam diretamente no escoamento de ar em volta do espelho e na resposta acústica interna do habitáculo. Esta interação afetará o ruído aerodinâmico tanto na faixa de alta como de baixa frequência.

Além da influência no comportamento acústico interno, apresenta também forte influência no comportamento dinâmico do veículo, afetando como consequência, no desempenho e consumo. Sendo assim, o retrovisor lateral de um veículo tem sido objeto de estudo sob vários aspectos. Conseqüentemente a busca pela melhor configuração, não apenas levando em consideração o estilo e campo de visão, mas também do ponto de vista aerodinâmico e de acústica, tem se tornados importantes questões para minimizar seus efeitos, de forma direta (experimental) ou indireta (numérica). Entretanto, uma boa correlação entre métodos experimentais e numéricos não é uma tarefa fácil de ser obtida, quando se considera os efeitos aerodinâmicos do retrovisor sobre o veículo inteiro, segundo Chen et al. (2009). Isto porque, além do ruído ocorrer em uma larga banda de frequência, predominando na faixa entre média a altas frequências, existe também uma complexa interação do escoamento nas regiões das esteiras e os vórtices formados na coluna A, dificultando ainda mais a análise.

Várias são as alternativas encontradas para avaliação do comportamento aeroacústico de um retrovisor, envolvendo testes experimentais e simulações virtuais. Segundo Thorsten (2006), para se conhecer a natureza de um fenômeno torna-se necessário iniciar os estudos com um modelo simplificado. O modelo padrão, normalmente utilizado em pesquisas desta natureza, possui uma geometria formada por $1/2$ cilindro de diâmetro D e altura H com $0,2$ m acoplada a $1/4$ de esfera também de diâmetro D no topo do cilindro. As características do comportamento aeroacústico de um modelo simplificado podem perfeitamente ser correlacionadas ao retrovisor real (Ask et al., 2006).

Testes experimentais realizados sobre modelos de retrovisores com geometrias genéricas, a exemplo dos trabalhos de Siegert et al. (1999) e Rung et al. (2002), têm contribuído significativamente na compreensão da natureza do fenômeno de geração de ruído aerodinâmico deste componente, bem como na validação de modelos numéricos, a exemplo de trabalhos realizados por Mendonça et al. (2011) e Thorsten (2006). Para realização de testes experimentais de Siegert et al. (1999), o retrovisor foi montado sobre uma placa com $1,6$ m de largura e $2,4$ m de comprimento, a $0,9$ m de distancia de uma borda elíptica a jusante da placa plana, sustentada por quatro suportes de $0,8$ m de comprimento e $0,15$ m de largura. A borda a montante da placa foi afinada de forma a prevenir a separação de estruturas de

esteiras coerentes. Os testes foram conduzidos no túnel de vento da Universidade de Stuttgart. O modelo genérico do retrovisor e o aparato experimental utilizado por Siegert et al. (1999) encontra-se na Figura 3.11.

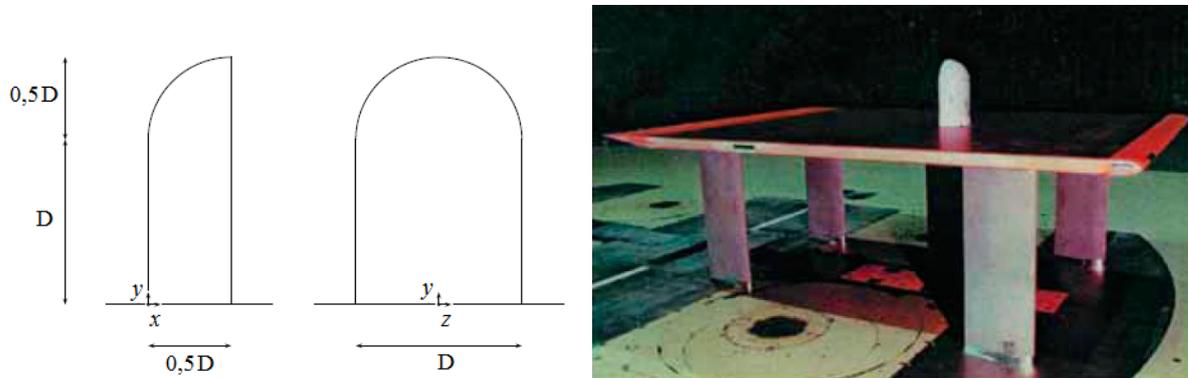


Figura 3.11 – Estrutura utilizada na avaliação experimental de retrovisor genérico

Fonte: Siegert, 1999

Ask et al. (2006) e Caraeni et al. (2011) utilizaram dados experimentais obtidos neste mesmo modelo de retrovisor para validação de simulação CAA, baseado nas metodologias DES e LES. Os resultados encontrados por Ask et al. (2006) demonstraram melhor correlação utilizando LES comparado a abordagem DES. Já Caraeni et al. (2011) encontrou boa correlação com o experimental utilizando metodologia DES, demonstrado na Figura 3.12.

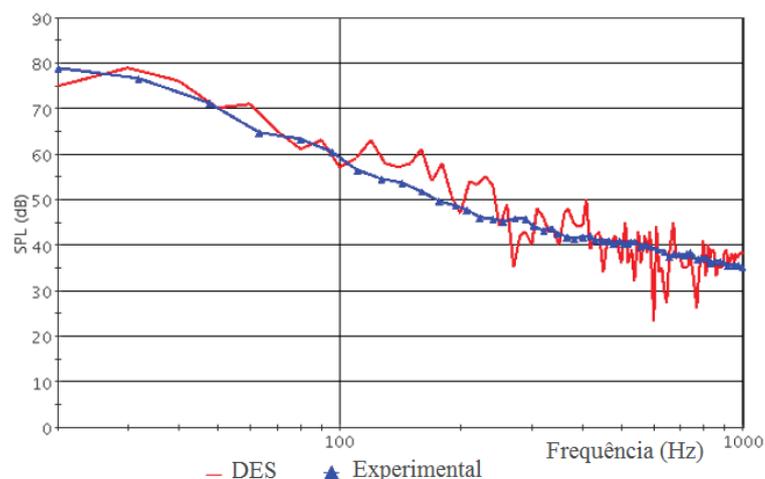


Figura 3.12 – SPL capturado pelo microfone na localização (X=0.453, Y=0.446, Z= -0.2469)

Fonte: Caraeni, 2011

Chen et al. (2008), utilizou este mesmo critério, como alternativa para avaliação experimental do comportamento do ruído aerodinâmico de duas formas distintas de projeto de retrovisores reais, de forma a isolar completamente o ruído gerado por outras fontes presentes no veículo. Neste estudo, Chen et al. (2008) avaliou a variação de pressão estática e ruído de escoamento em várias faixas de velocidades e ângulos dos retrovisores. Em outro trabalho, Chen (2009), estendeu seu trabalho utilizando os mesmos resultados experimentais para validação de modelo de simulação de aeroacústica da mesma geometria utilizando modelo LES.

Em se tratando de avaliações de retrovisores reais requerem, em alguns casos, avaliação em conjunto com a carroceria, isto porque frequentemente a análise requer uma interação do escoamento nas regiões das esteiras e os vórtices formados na coluna A. Esta avaliação exige, entretanto, maior esforço computacional, devido ao maior domínio de simulação, como também mais recursos e investimentos na avaliação experimental, sendo o maior deles o túnel de vento.

Hendriana et al. (2009), demonstraram através de testes experimentais em túnel de vento sobre um veículo de produção, forte influência da base do retrovisor na formação da esteira. Nesse trabalho, Hendriana avaliou duas configurações diferentes de base, sendo a primeira formada por um pedestal e a segunda por dois pedestais, tendo como referência medição sem o retrovisor, visto que nesta condição inibe a formação destas estruturas turbulentas. Hendriana encontrou melhores resultados com a segunda configuração (dois pedestais), cujos resultados demonstraram-se mais próximos aos encontrados na condição sem o retrovisor.

Walker et al. (2007), avaliou experimentalmente em túnel de vento sobre uma minivan os efeitos da variação do ângulo do retrovisor no ruído aerodinâmico gerado pelo próprio retrovisor, variando o ângulo entre 0 a 30°. Nesta avaliação, todas as frestas existentes entre carroceria ou acabamento externo foram revestidas por meio de fitas simulando uma configuração perfeitamente selada. Esta técnica permite focar a análise no ruído de forma do retrovisor livre da influência das outras fontes, causadas pelas frestas presentes na carroceria. Alterações pouco significantes ocorreram nos NPS com a variação do ângulo do retrovisor.

Kenji et al. (1999), investigou um método prático para estudo de ruído aerodinâmico em veículos, com foco no retrovisor e coluna A de um veículo, utilizando um método de escoamento de óleo baseado no padrão de espalhamento do óleo nas superfícies da coluna A e

do retrovisor. Desta forma foi possível detectar os pontos de separação do escoamento do ar, que também são responsáveis pela geração de ruído aerodinâmico, ilustrado na Figura 3.13. Kenji realizou modificações nos pontos de separação identificados na coluna A e no retrovisor de forma a reduzir o ruído aerodinâmico.

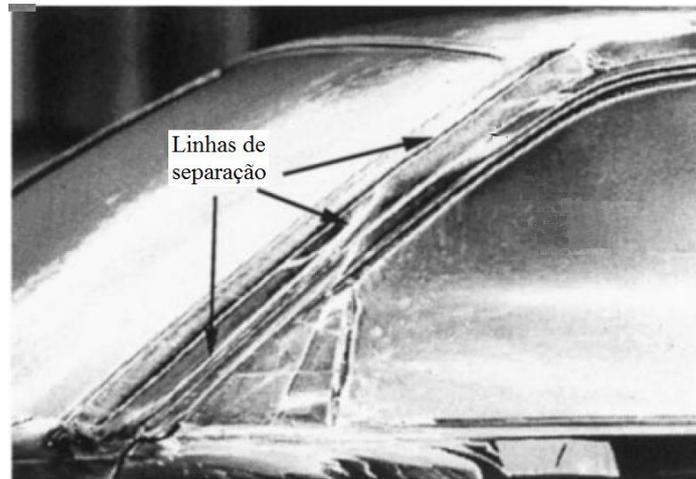


Figura 3.13 – Metodologia para visualização de linhas de separação na coluna A através de escoamento de óleo

Fonte: Kenji, 1999

Neste trabalho Kenji utilizou também simulação numérica para cálculos do campo de escoamento e flutuações de pressão na superfície, que desempenham um importante papel como fontes de ruído. Analogias aeroacústicas foram utilizadas para estimar o ruído aerodinâmico. Os valores de flutuações de pressão na superfície na janela lateral obtidos na simulação foram comparados com resultados calculados das medições experimentais. As imagens do padrão de escoamento obtidas dos testes experimentais foram coerentes com imagens das linhas de correntes simuladas no modelo do mesmo componente.

3.2.3 Ruído tipo *buffeting*

No âmbito da aeroacústica veicular, *buffeting* se refere ao tipo de ruído que se caracteriza pelas flutuações de pressão no interior da cabine, quando o veículo se move com uma das janelas abertas (Sovani et al., 2004), ou mesmo com o teto solar aberto, quando

provido deste acessório (Mendonça, 2005). Este ruído causa considerável desconforto aos passageiros por ocorrer em níveis extremamente elevados em baixas frequências (Mendonça et al., 2008). Segundo Walker et al. (2007), o ruído de *buffeting* atinge níveis acima de 110 dB em frequências abaixo de 20 Hz no interior do habitáculo. Exposição por longos períodos ao ruído nesta faixa de frequência com elevados níveis podem causar fastígios a órgãos internos, ou mesmo náuseas para os ocupantes internos do veículo, motivos pelos quais se torna importante sua investigação. Embora nesta faixa de frequência o ouvido humano possua alta atenuação do ruído, na qual ocorre atenuação de 30 dB, a pulsação da força pode ser sentida causando fastígio e incômodo, do ponto de vista subjetivo, aos ocupantes do veículo.

Segundo Sovani et al. (2004), para se compreender melhor o fenômeno, o ruído tipo *buffeting* em um veículo pode ser teorizado fazendo uma analogia com o mesmo fenômeno que ocorre em uma cavidade aberta, uma vez que o compartimento interno do veículo, também com uma das janelas abertas, se comporta desta forma. Ruído de cavidade é causado pela camada de cisalhamento instável do escoamento na borda a montante da cavidade. Espalhamentos de vórtices originados da borda de entrada percorrem a jusante ao longo do escoamento pela abertura. Estes vórtices são quebrados ao incidirem sobre a borda posterior a montante da abertura, gerando flutuações de pressões e propagadas dentro e fora da cavidade. O ciclo se reinicia quando uma nova onda alcança a borda frontal da abertura, induzindo a formação de outro conjunto de espalhamento de vórtices. Diz-se neste caso que o processo é autossustentado. Este processo ocorre periodicamente com uma frequência específica. Se a frequência coincide com a frequência natural da cavidade, agindo como um ressonador, ocorre a ressonância (Gloerfelt, 2009). Maiores detalhes do processo de geração do ruído de cavidade foram explanados no Capítulo 2, item 2.7.

De forma análoga a uma cavidade aberta, abordado neste estudo, o mesmo fenômeno ocorre em um veículo que se encontra em movimento, com uma das janelas laterais abertas, ou mesmo o teto solar quando provido deste acessório, conforme ilustrado na Figura 3.14 (Rienstra, 2012). Neste caso, o compartimento interno do veículo representa o volume do ressonador de Helmholtz e a abertura (de uma janela, por exemplo) representa a abertura do ressonador. Para efeito de exemplificação, será feito aqui uma analogia do fenômeno que ocorre com o teto solar aberto, conforme Islan et al. (2008), Mendonça (2013) e Sovani et al. (2004).

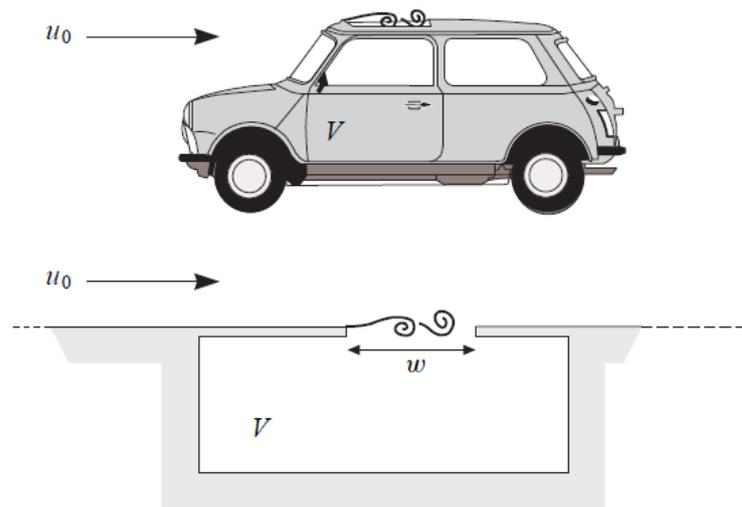


Figura 3.14 – Representação esquemática de escoamento sobre teto solar e cavidade aberta

Fonte: Rienstra, 2012

Perturbações na forma de vórtices geradas na entrada do teto solar percorrem toda a abertura do teto. Com o movimento do veículo, o ar passando pela abertura do teto interage com o ar quiescente no interior da cabine do veículo formando uma camada cisalhante que se comporta na forma de turbilhões (vórtices), se colidindo com a aresta posterior. Este processo faz com que ondas de pressão sonora se desencadeiem em ocorrências periódicas que se propagem no interior do compartimento dos passageiros. Amplificações do campo sonoro interno ocorrem quando oscilações auto sustentáveis do fluido ressonante, induzidas pelas frequências das oscilações da camada de cisalhamento na abertura do teto solar, coincidem com a frequência natural do modo de cavidade do habitáculo interno, originando o fenômeno denominado aqui de *buffeting* (Gloerfelt, 2009).

Efeitos do comportamento aeroacústico em cavidades abertas têm sido amplamente investigados nos últimos anos (Mendonça et al., 2003, Colonus et al., 1999; Hamed et al., 2001, Ahuja e Mendoza, 1995). As diversas aplicações deste estudo e a complexidade dos fenômenos envolvidos têm motivado muitos trabalhos experimentais, teóricos e estudos numéricos computacionais, que visam explorar os mecanismos que dão origem ao ruído de escoamento aerodinâmico passando sobre uma cavidade aberta. Isto porque estudos em cavidades simples retratam, de forma bem mais simplificada, fenômenos aeroacústicos que ocorrem em situações reais, cujos estudos se tornariam bem mais complexos.

Dentro destas aplicações, Henderson et al. (2000, 2004) investigou experimentalmente, em túnel de vento, as frequências sonoras discretas produzidas pelo escoamento de ar a velocidades subsônicas sobre uma cavidade semiaberta. As características desta cavidade, utilizados por Henderson, se assemelham às condições de reprodução de ruído tipo *buffeting* que se pretende estudar no veículo, porém em escala bastante reduzida. Os resultados obtidos neste experimento têm sido utilizados por vários pesquisadores para validação de modelos numéricos, focados em estudos de *buffeting* veicular. Neste modelo Henderson identificou, nos espectros de ruído em frequência, discretos picos tonais a 1504, 1624 e a 2616 Hz de natureza ressonante, os quais foram associados às frequências de modos da cavidade avaliada. A configuração utilizada por Henderson e os resultados experimentais são apresentados na Figura 3.15.

Ashcroft et al. (2003) utilizou os resultados de Henderson para validação de modelo computacional de ruído tipo *buffeting* causado por janela lateral aberta de um modelo Sedan. Para simular o ruído de *buffeting*, Ashcroft considerou apenas a configuração com janela dianteira do motorista aberta. Efeitos devido à influência de fatores internos como ocupantes internos, revestimentos e bancos não foram considerados. Análise em frequência FFT foi obtida considerando análise transiente, onde foi identificado um pico de ruído de 124 dB a 28 Hz.

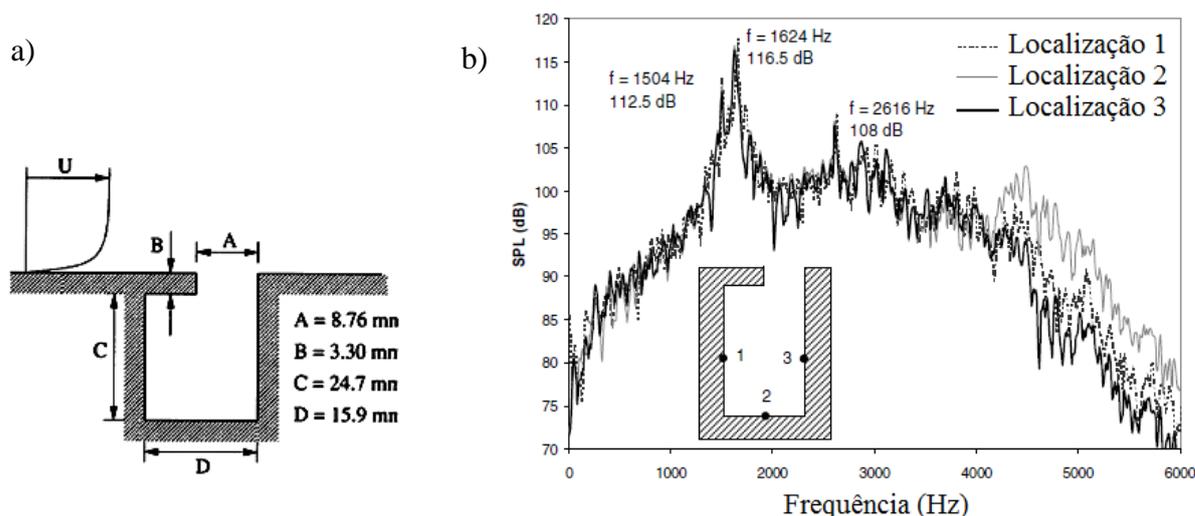


Figura 3.15 – Configuração da cavidade utilizada por Henderson (a) e Resultados obtidos na velocidade de 50 m/s (b)

Fonte: Henderson, 2000

Recentemente, dentro de um contexto diferente da aplicação veicular, Mendonça et al. (2004) realizou estudos sobre comportamento aeroacústico de uma cavidade aberta tendo por objetivo o estudo de compartimento de armas em aeronaves. Estas estruturas estão sujeitas a danos por fadiga devido à contínua exposição ao escoamento aerodinâmico que excita a estrutura em uma larga faixa de frequência. Do ponto de vista de concepção de projeto, danos são minimizados evitando a coincidência de um modo estrutural com um modo de Rossiter, dentro dos parâmetros de operação da aeronave, o que requer estudos preliminares da resposta desta cavidade em fase de concepção do projeto, envolvendo simulação computacional.

Modelos genéricos oferecem também boa oportunidade para avaliação de parâmetros que melhor se aplicam nas simulações numéricas. Mendonça et al. (2004) avaliou numericamente, com validação experimental, o comportamento aeroacústico de uma cavidade aberta retangular de dimensões ($L/D=5$, $W/D=1$), para prever o ruído de escoamento em frequências de banda estreita e banda larga nas mesmas condições de operação de uma aeronave. Em uma primeira etapa, Mendonça et al. (2003) investigou se modelos de turbulência baseados nas metodologias transientes DES híbrido de RANS-LES e URANS são adequadas para este tipo de análise. A condição de velocidade de escoamento considerada nesta simulação foi $M=0,85$. Mendonça demonstrou que a abordagem híbrida de DES baseado no modelo de turbulência $k-\varepsilon$ é plenamente adequada para prever picos dos modos acústicos de banda estreita e de banda larga, visto que os quatro primeiros modos de cavidades Rossiter foram identificados. Segundo Mendonça, o sucesso obtido nesta aproximação foi parcialmente atribuído à aplicação de LES em DES. Já a aproximação RANS / $k-\varepsilon$, Mendonça constatou ineficiência neste método para prever picos de ruído de banda larga, porém capaz de resolver as excitações de escoamento dominante de banda estreita.

Na segunda etapa, Mendonça et al. (2004) estendeu seus estudos sobre a mesma cavidade, considerando um caso transônico, em velocidades de escoamento a partir de um regime subsônico ($M=0,6$) para supersônico ($M=1,35$). Mendonça avaliou também, neste estudo, três modelos de turbulência, baseado nas variantes de DES, sendo Sparlat Allmaras, $k-\varepsilon$ e $k-\omega$ SST. Neste estudo, Mendonça demonstrou que os três modelos são adequados para prever ruídos de banda estreita e banda larga. Mendonça observou que, para as condições subsônicas ($M=0,6$) e supersônicas ($M=1,35$) os modos de Rossiter são também evidentes conforme previsto para condição de $M=0,85$. Contudo, os resultados para $M=1,35$ foram melhores estimados. Mendonça observou aumento dos níveis de ruído com o aumento da velocidade de escoamento e um considerável aumento da magnitude dos níveis no segundo

modo Rossiter. Mendonça explica que o fenômeno ocorreu devido à formação de vórtices na velocidade próxima de $M=1,35$ na mesma frequência de ressonância da cavidade.

Estudos em modelos de veículos genéricos também são utilizados como alternativa de avaliação do ruído de *buffeting*, preliminarmente em fase de projeto de um veículo. Estes modelos representam ainda melhor a condição de *buffeting* de um veículo em relação à cavidade simples. Gleason et al. (2009), realizou estudos experimentais de *buffeting* sobre um modelo de veículo simplificado (genérico) em escala reduzida com volume interno de $0,15 \text{ m}^3$ e um orifício com área de $156,3 \text{ cm}^2$ na lateral representando a condição da janela traseira aberta no veículo, conforme ilustrado na Figura 3.16. Os valores adimensionais de pressão sonora, em termos de P^* normalizado, foram posteriormente correlacionados com os valores obtidos em escala real. Gleason utilizou a equação 3.5 para normalização da pressão sonora medida no modelo, a qual foi definida como:

$$P^* = \frac{2}{\rho U^2} \left[\int_{0,8f_p}^{1,2f_p} G_{pp}(f) df \right]^{1/2} \quad (3.5)$$

onde, G_{pp} é a densidade espectral, f_p é a frequência de amplitude máxima, ρ é a densidade do ar e U é a velocidade do escoamento. Os resultados obtidos forneceram uma consistente descrição da pressão sonora interna como uma função da velocidade e frequência. Gleason demonstrou que estudos paramétricos de vários aspectos de geometria sobre um modelo simplificado pode ser diretamente aplicado ao veículo em escala real. Sendo assim, estratégias de controle sobre um modelo simplificado em escala reduzida pode ser aplicada e testada em laboratório em fase preliminar e posteriormente implementada no veículo em escala real.

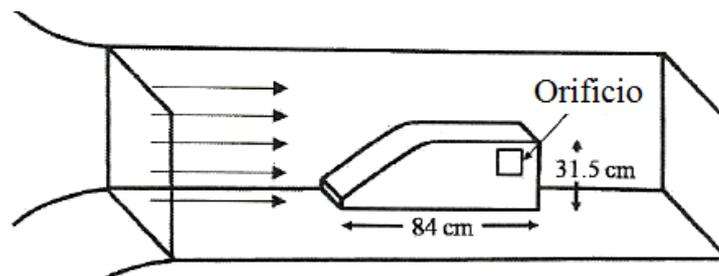


Figura 3.16 – Modelo de veículo genérico

Fonte: Gleason, 2009

Islam et al. (2008) realizou um detalhado estudo experimental para avaliação de ruído de *buffeting* causado pelo teto solar sobre um modelo SAE tipo 4 adaptado de um veículo genérico. O modelo possui uma geometria simples e estrutura rígida de forma que grande parte das incertezas experimentais associadas a propriedades estruturais presentes em veículos reais possam ser minimizados, ilustrado na Figura 3.17.

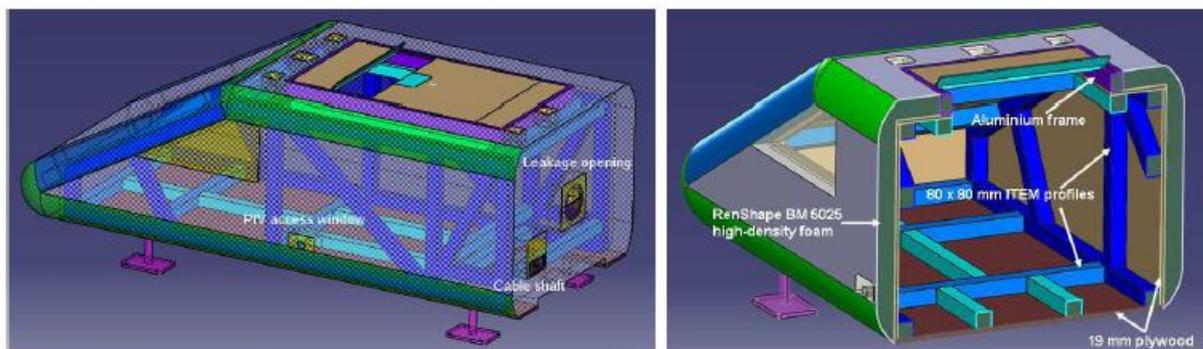


Figura 3.17 – Modelo genérico SAE tipo 4

Fonte: Islam, 2008

As medições de ruído neste modelo foram realizadas através de microfones posicionados internamente e visualização de escoamento do ar na abertura do teto utilizando metodologia PIV. Islam avaliou neste experimento a influência do uso de defletor na entrada da abertura do teto e o efeito da rigidez estrutural do painel do teto solar. Os resultados de imagem do escoamento turbulento da camada de cisalhamento e resposta acústica obtidos

neste trabalho demonstraram um acoplamento bidirecional entre o escoamento, em termos de camada de cisalhamento turbulento, e a acústica, em termos de um volume ressonante de fluido. Estes dados quantitativos contribuíram para entendimento do fenômeno de geração do *buffeting*. O experimento demonstrou também alguma influência da rigidez estrutural dos componentes do modelo no ruído de *buffeting*. Por fim, foi demonstrado que o uso de defletor, em dimensões adequadas, suprime completamente o ruído de *buffeting*.

O modelo do veículo genérico criado para este estudo e os resultados obtidos também forneceram um conjunto de dados experimentais, que é adequado para uso na validação dos códigos de CFD. Em uma segunda etapa, Islam et al. (2008) utilizou os dados experimentais para validação de simulação CFD sobre o mesmo modelo. Dois códigos CFD comerciais diferentes foram aplicados nestas simulações, sendo um código de volumes finitos utilizando uma abordagem de larga escala LES, comparado ao outro código *Lattice-Boltzmann* também com abordagem de larga escala VLES. Ambos os métodos numéricos aplicados neste trabalho foram capazes de capturar com sucesso os fenômenos de *buffeting*.

Ao contrário do modelo de uma cavidade simples, ou mesmo de um modelo de veículo simplificado, o compartimento interno de um veículo real é extremamente complexo, visto que muitos outros fatores influenciam na geração deste ruído. Obviamente, visto que grande parte destes fatores são omitidos nos modelos simplificados, as informações obtidas em modelos simplificados são bastante restritas.

O processo de predição de ruído o *buffeting* em veículos pode ser classificado em três fases, conforme sugerido por Zhu e Gleason (2006). O processo tem início pelo método de simulação computacional CFD. Nesta fase, utiliza-se um modelo de CAD do veículo com boa representatividade dos componentes internos e superfície externa. Os resultados obtidos na simulação podem fornecer indicações iniciais quanto à existência de problemas relacionados ao fenômeno de *buffeting* no projeto do veículo e direcionar aos projetistas sobre ações corretivas na solução do problema. O segundo passo do processo envolve provas experimentais de aeroacústica sobre um modelo físico, o qual pode ser ou não funcional, porém deve representar de forma precisa às superfícies internas e externas. Segundo Zhu e Gleason (2006), o modelo deve conter também todos os componentes internos e externo previsto bem como todos os componentes que apresentem significatividade nos testes, como bancos, para-brisa e vidros laterais acoplados a carroceria, espelhos retrovisores, rodas e pneus, e o tratamento acústico dos painéis entre lados interno e externo. Com base nos

resultados obtidos nas provas, alterações devem ser realizadas no modelo de forma a reduzir ao máximo os problemas encontrados relativos ao buffering. Nesta fase, constantes atualizações devem ser feitas até a definição de um modelo ideal, o qual servirá de base para produção de ferramental definitivo na construção de protótipos em fases posteriores. O processo é finalizado com medições em veículos protótipos, em escala real, para confirmação dos resultados e, se necessário, para realização de finos ajustes.

Em se tratando de simulação computacional em aeroacústica para estudo do ruído de *buffeting* em um veículo real, requer uma análise bastante criteriosa, envolvendo todos os fatores que influenciam na geração deste tipo de ruído. Cabe citar algumas considerações feitas por Sovani et al. (2004), na simulação de *buffeting* em um veículo real. Primeiramente, envolve no modelo interação entre escoamento externo e o campo acústico interno do veículo, que necessitam ser resolvidos simultaneamente. Além disto, fatores internos do veículo também apresentam relevância no campo acústico interno do veículo, como impermeabilidade da superfície interna, presença de ocupantes ou passagens aberturas no interior do veículo (válvulas de escape ou difusores de ar, por exemplo) e devem, a priori, ser considerados na simulação. Outro importante fator refere-se ao regime de escoamento, neste caso sempre transiente. Em função disto, tanto o intervalo de tempo (Δt) deve ser pequeno o suficiente para resolver as pequenas escalas do efeito transiente e abranger toda faixa de frequência, como o tempo total de simulação (t) deve ser longo o suficiente para estabelecimento do escoamento periodicamente pulsante. Associado a estes fatores, a estrutura das malhas a ser utilizada deve ser extremamente refinada nas regiões acusticamente sensíveis a tais efeitos. Entretanto, na medida em que as análises se tornam mais precisas e modelos mais completos, o preço computacional a ser pago torna-se extremamente elevado, inviabilizando a simulação em muitos dos casos.

Hendriana et al., 2003, simulou o ruído de *buffeting* de um modelo de veículo de produção em escala real, baseado no método de volumes finitos utilizando o código comercial de simulação CFD FLUENT, considerando as janelas laterais dianteiras e traseiras abertas. Alguns fatores que se considera importante na simulação computacional de ruído de *buffeting* foram avaliados em termos de nível de pressão sonora e frequência. Os resultados de simulação foram comparados e validados com medições experimentais conduzidas em túnel de vento. Hendriana identificou valor de frequência do modo principal do *buffeting* em torno de 17 Hz, bastante próximo ao experimental. Hendriana avaliou na simulação a variação da

intensidade de turbulência em 0 e 2%. Os dados demonstraram que não houve efeito significativo da variação da intensidade de turbulência.

Em trabalho similar, Sovani et al. (2004) também simulou o ruído de *buffeting* de veículo em escala real sobre um modelo SUV, baseado no modelo LES, considerando abertura de janelas laterais. Os resultados de simulação foram também validados com medições experimentais conduzidas em túnel de vento. Sovani encontrou valores característicos da frequência de *buffeting* entre 18 a 20 Hz. Sovani investigou, dentre outros parâmetros físicos, a influência do número de ocupantes internos do veículo no ruído de *buffeting*. A análise indica que, tanto a frequência como nível foram pouco afetadas pela presença de ocupantes no interior do veículo, exceto quando foi considerado número máximo de 07 ocupantes, os quais foram consideravelmente reduzidos. Isto porque, com o aumento dos passageiros, o volume interno foi reduzido, conseqüentemente alterando os modos de cavidade. Sovani avaliou também alguns parâmetros numéricos, como refinamento de malha e efeito da compressibilidade do ar. Neste trabalho foram avaliados 03 malhas tetraédricas estruturadas com dimensões diferentes de células, sendo uma malha grosseira (mínimo de 15 mm), outra média (mínimo de 10 mm) e outra mais refinada (mínimo de 5 mm). Sovani identificou considerável discrepância dos valores quando utilizado modelo de malha grosseira e valores mais coerentes com malhas médias e refinadas, indicando a necessidade de se utilizar malhas refinadas para capturar com precisão as frequências de interesse. A boa correlação entre experimental e simulado foi atingido apenas quando assumindo o ar compressível (gás ideal), indicando também a necessidade de se utilizar tal parâmetro na simulação de *buffeting*.

Veículos dotados de teto solar tem recebido também especial atenção, no que diz respeito ao ruído gerado pelo *buffeting*. Este acessório, se por um lado proporciona aos ocupantes internos do veículo um conforto climático agradável em função da renovação do ar interno, pode também trazer, de forma inversa, extremo desconforto acústico. No caso do veículo com teto solar aberto, o habitáculo do veículo age como uma cavidade aberta, passível dos mesmos efeitos causados pela oscilação da camada limite, que se separa na borda de entrada da abertura, seguindo o mesmo efeito abordado no caso de janela lateral aberta. O ruído associado ao *buffeting* com o teto solar é causado pelo escoamento instável sobre o teto solar aberto interagindo com a placa do painel, e radiando o som para os ocupantes do veículo (Mendonça, 2004). Uma forma de reduzir o ruído gerado por esta fonte é adotando um defletor na entrada do teto solar de forma a modificar o padrão de escoamento sobre o teto.

Este defletor é acionado, geralmente, com introdução de um mecanismo adicional a parte. Entretanto, a eficácia desta ou mesmo de outras soluções devem ser analisadas seguindo as boas práticas recomendadas ao longo deste trabalho com bastante critério, também em fase anterior do projeto. Neste caso, a simulação computacional vem demonstrando ser a melhor ferramenta.

Neste contexto, Mendonça et al. (2005) utilizou a metodologia CFD para predição de ruído de *buffeting* de teto solar aberto sobre um veículo em escala real. Mendonça neste estudo avaliou efeitos de compressibilidade do ar e da impedância das superfícies internas nos níveis de ruído de *buffeting*, demonstrando que a compressibilidade (não linear) apresenta significativo efeito na intensidade do nível *buffeting*, a exemplo do trabalho de Sovani. Entretanto, foi encontrado pouco efeito da impedância acústica de superfície no ruído de *buffeting*, visto que estes efeitos ocorrem acima de 100 Hz. Duas formas de modelagem foram tratadas, sendo a primeira, com uma abordagem DES, e a segunda contemplou uma abordagem híbrida utilizando o código comercial de CFD com um código comercial de simulação acústica SYSNOISE. O escoamento instável e, conseqüentemente, as fontes de ruído aerodinâmico, foram resolvidas através do CFD. Os dados obtidos a partir do cálculo transiente foram utilizados para compilar fontes dipolo equivalentes por meio do SYSNOISE, na qual foi simulada a propagação da onda até o receptor. Mendonça obteve boa correlação nas duas abordagens utilizadas.

Efeito do retrovisor lateral na geração do ruído de *buffeting*, com uma das janelas laterais abertas, foi avaliado experimentalmente por Walker et al. (2007) em túnel de vento sobre uma minivan variando o ângulo formado entre o plano do espelho com a linha perpendicular ao plano do vidro lateral. Os efeitos desta abertura foram avaliados variando o ângulo entre 0 a 30° na faixa de velocidades entre 64 a 140 km/h. Walker observou que maior nível de *buffeting* ocorreu com um ângulo de 7,5°, justamente na posição atual aplicada no veículo, e o menor nível no ângulo de 30°, entretanto, esta posição é completamente fora do campo de visão do motorista.

3.3 Técnicas Experimentais

Testes de ruído aerodinâmico requerem bastante critério quanto ao procedimento de medição e seleção dos sensores utilizados. Isto porque uma medição de ruído aerodinâmico não pode ser executada facilmente na região do escoamento, onde são encontradas as fontes de ruído, uma vez que existem nestas regiões consideráveis flutuações de pressões turbulentas que seriam detectadas pelos microfones, mas que não são diretamente associadas com radiação sonora para campo distante, podendo de certa forma mascarar a medição. Além disso, a introdução de um microfone no escoamento turbulento (ou mesmo um aparato para inibir o efeito deste escoamento) irá causar perturbação no escoamento e induzir uma radiação sonora adicional que também poderá mascarar o ruído que se pretende medir, a menos que se tenha cuidado na escolha de sensores e acessórios apropriados para este tipo de medição. Outro importante fator a ser considerado é o ambiente de medição e a condição ideal de escoamento de forma a reproduzir condições ideais para medição de ruído aerodinâmico, e representativas de condições operacionais do veículo, neste caso, o uso de estruturas apropriadas que são túneis de vento. Nas seções seguintes serão descritas alguns destes equipamentos, dentre os quais alguns foram utilizados no desenvolvimento deste trabalho de pesquisa.

3.3.1 Túnel de vento

Túneis de vento, ou túneis aerodinâmicos, são aparatos que permitem obter experimentalmente parâmetros que resultam na interação entre o escoamento do ar e o veículo, em um ambiente controlado (Cattafesta et al., 2010). Isto porque este equipamento reproduz um escoamento de ar de maneira controlada (contínua ou intermitente), com baixo nível de turbulência e, no caso específico para medição de ruído, com baixo nível de ruído de fundo. Requer, neste caso, que o ruído de fundo seja no mínimo 10 dB abaixo do menor nível da fonte que se pretende medir no veículo, de forma que este ruído não seja influenciado pelo ruído de fundo (Callister et al., 1998). Sendo assim, possui a finalidade de simular escoamentos sobre modelos simples a complexos como de veículos, aviões ou até mesmo locomotivas, que variam, dependendo das dimensões do túnel, desde escalas reduzidas até situações em escalas reais, determinando as cargas e interações aerodinâmicas sobre eles, a fim de verificar se os requisitos do projeto foram alcançados (Cattafesta et al., 2010). No túnel

de vento, o ar é ventilado por um ventilador de alta potencia até a seção de testes, onde se encontra o modelo. Na seção de testes as características do escoamento devem ser controladas, assim como o perfil de velocidades e o comportamento da camada limite devem assumir padrões conhecidos e previamente determinados (Hucho, 1998).

Segundo Callister et al. (1998), existem dois tipos de túneis de vento, os quais se diferenciam em função do caminho percorrido pelo ar: túnel de circuito aberto e fechado. Na configuração com circuito aberto, o ar é retirado do meio externo ao túnel e, após circular pelo túnel, é devolvido a este meio, caracterizando um circuito aberto. Na configuração com circuito fechado, o ventilador recircula o ar dentro de um circuito fechado não havendo entrada de ar do ambiente exterior ao circuito. Esta configuração é normalmente utilizada, embora com maior custo, devido a maiores limitações do túnel de circuito aberto no controle de parâmetros (velocidade de escoamento, temperatura ambiente, etc). A figura 3.18 ilustra de forma esquemática as duas configurações de túneis, com circuitos aberto e fechado.

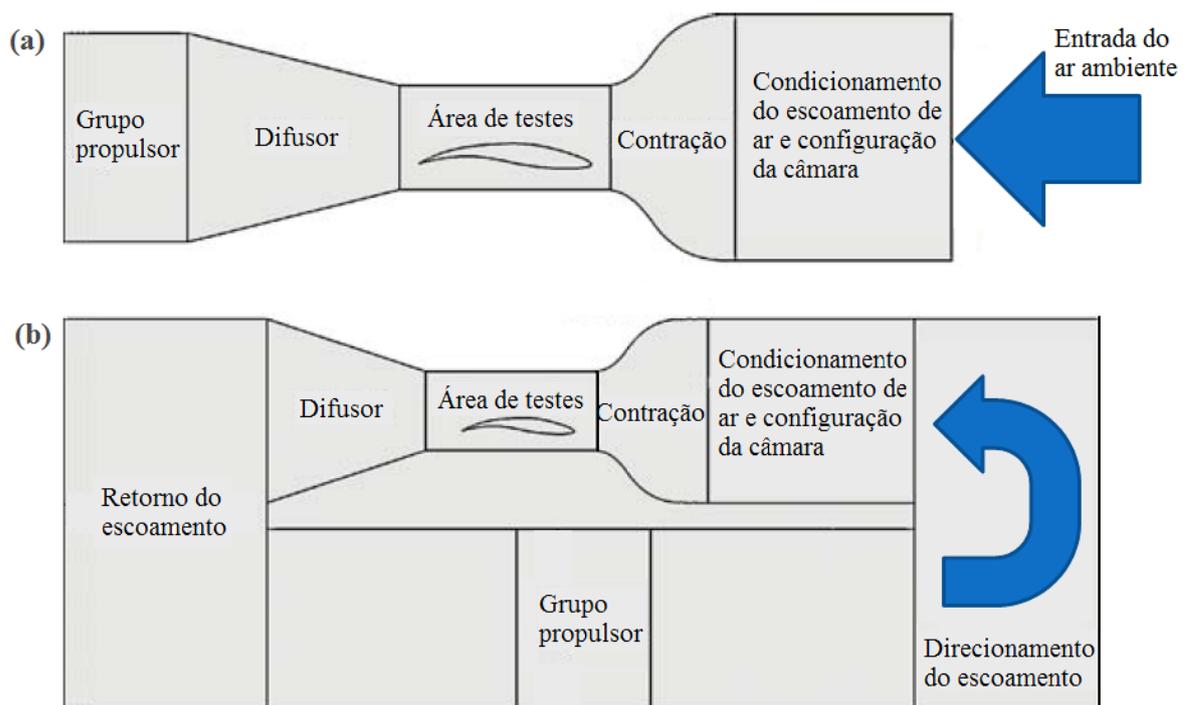


Figura 3.18 – Esquema de túnel de vento: a) aberto e b) fechado

Fonte: Adaptado de Cattafesta, 2010

3.3.2 Microfone capacitivo e pré-amplificador

Microfones são sensores capazes de converter as variações de pressão sonora em um sinal elétrico (Brüel & Kjaer, 1998). O pré-amplificador, que deve ser integrado ao microfone, possui as funções de amplificar o sinal e converter a impedância elevada do microfone em uma baixa impedância de saída que permita a conexão em instrumentos com uma impedância de entrada relativamente baixa. As características de um microfone são expressas através de sua curva de resposta em frequência, faixa dinâmica, diretividade, estabilidade e sensibilidade. O microfone capacitivo é atualmente o transdutor padrão para todas as medições de ruído devido ao seu elevado grau de precisão, maior do que se pode obter em qualquer outro transdutor acústico. Esta característica faz com que sua aplicação não se restrinja apenas em laboratórios, mas também utilizado para uma ampla gama de medições de campo sob diversas condições ambientais.

O princípio de funcionamento do microfone capacitivo consiste em um diafragma metálico bastante fino nas proximidades de uma placa rígida fixa, formando um capacitor dielétrico variável, visto que o diafragma se desloca quando excitado por forças externas, como uma onda sonora, conforme esquematizado na Figura 3.19.

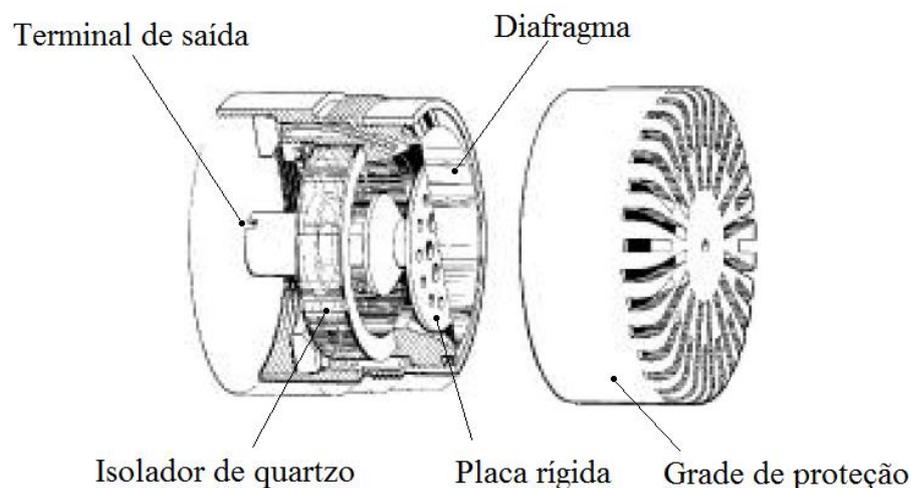


Figura 3.19 – Microfone capacitivo

Fonte: Brüel & Kjaer, 1998

Microfones de campo livre são projetados para compensar o distúrbio causado por sua presença no campo sonoro. Possui resposta plana do nível de pressão sonora em larga faixa de frequência. As aplicações típicas do microfone de campo livre são para medições de ruído em campos abertos ou em ambientes fechados onde não existem reflexões, como por exemplo, no interior de câmaras acústicas insonorizadas. Também é largamente utilizada para medição de ruído no interior de veículos, portanto, ideal para medições que se pretende neste trabalho.

3.3.3 Microfone de superfície

No caso em que se deseja medições de ruído de escoamento na superfície, são utilizados microfones especiais que possuem uma configuração no qual, acoplado a um disco nivelador, permite uma montagem nivelada com a superfície do campo de medição, a fim de minimizar o erro causado pela perturbação no meio fluido. A configuração típica de um microfone de superfície encontra-se na Figura 3.20.

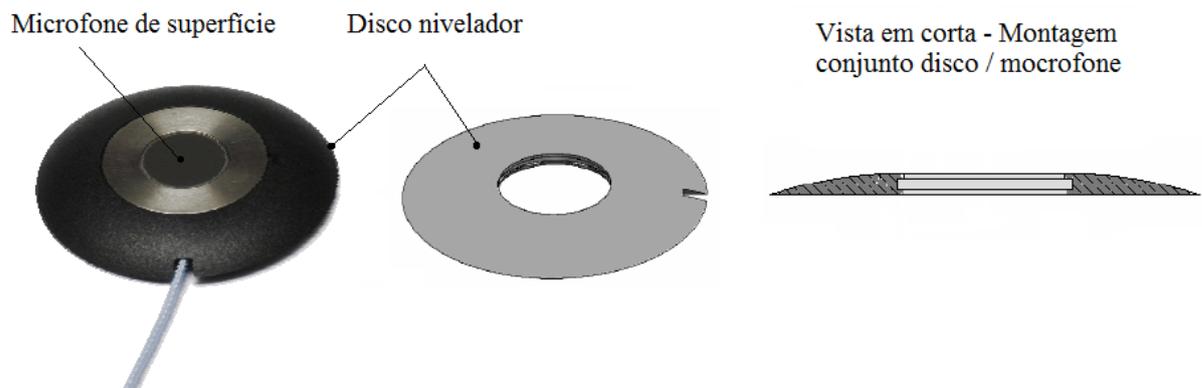


Figura 3.20 – Microfone de superfície

Fonte: Brüel & Kjaer, 2005

Outra característica importante deste sensor é que a equalização de pressão é feita através de aberturas alocadas justamente próximo do diafragma na frente do microfone, o que permite uma rápida equalização de pressão estática em situações onde a pressão varia rapidamente como no caso de medições em aeronaves ou estradas montanhosas.

3.3.4 Técnica Beamforming

Beamforming é uma técnica desenvolvida para identificação de fontes de ruído em campo distante através do uso de um arranjo de sensores (microfones) convenientemente espaçados, cuja finalidade é receber um sinal proveniente de uma determinada direção de interesse e rejeitar sinais interferentes provenientes de direções indesejáveis. Ao combinar os sinais dos microfones com um atraso de tempo adequado, seja durante a medição ou mesmo em pós-processamento, o som de uma direção em particular pode ser detectada. A Figura 3.21 ilustra um sistema com uma matriz de 90 canais (Brüel & Kjaer, 2004). A condição que deve ser observada, em se tratando de medições de ruído aerodinâmico, é que o uso deste sistema deve ser feito em distâncias longas o suficiente para não atingir o campo de escoamento.



Figura 3.21 – Beamforming 90 canais

Fonte: Brüel & Kjaer, 2004

3.3.5 Torso Binaural

São cabeças artificiais que permitem gravação de ruído binaural, ou seja, dois microfones posicionados nas faces direita e esquerda do torso que possui, em seu formato anatômico, as características semelhantes ao do ouvido externo humano. O sistema possui como características gravação autêntica de situações sonoras e a reprodução fiel destas

gravações, quando desejável, além de manter informações sobre diretividade, conforme ilustrado na Figura 3.22.

Tendo em vista a alta subjetividade na avaliação do ruído é altamente subjetiva, na qual existem fatores que influenciam na avaliação de ruído pelo indivíduo, o ruído não pode ser analisado somente de modo objetivo e quantificado pelo nível de pressão, intensidade sonora ou mesmo com a frequência. Além disto, o ser humano classifica a sensação de ruído por adjetivos pelos quais os aparelhos de medição de ruído não são capazes de detectar ou identificar (Brizon, 2012).

Na tentativa de explorar essa subjetividade, tornou-se necessário buscar novas ferramentas que possam traduzir de forma mais eficiente à relação ruído e audição (fator físico e sensação respectivamente). O sistema binaural de medição acústica demonstra ser importante ferramenta nesta análise, isto associado aos programas computacionais que permitem extrair parâmetros psicoacústicos que traduzem a sensação subjetiva percebida, tais como *Loudness, Sharpness, Roughness, Totality, fluctuation strenght* (Zwicker, 1999). Portanto, este sistema tornou-se uma importante ferramenta utilizada nas medições de ruído aerodinâmico no interior do veículo, favorecendo análise deste tipo de ruído, não apenas de forma objetiva, mas também do ponto de vista subjetivo. Esta técnica é largamente empregada pelas montadoras no desenvolvimento de veículos, bem com no estudo de ruído aerodinâmico no interior de veículos em túnel de vento e estrada, a exemplo do trabalho de Peric et al. (1997).

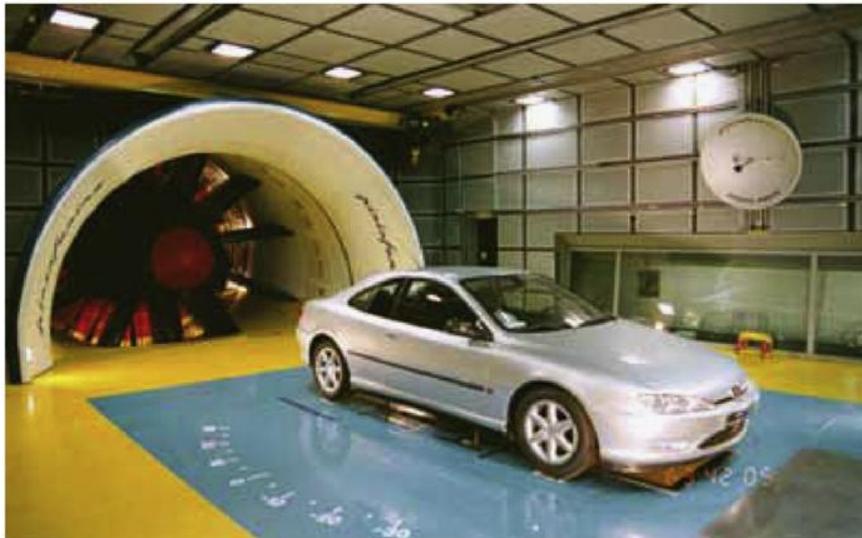


Figura 3.22 – Sistema binaural de medição

Fonte: *Head Acoustics* publicações

Capítulo 4

Avaliação Experimental de Ruído Aerodinâmico Veicular



Veículo posicionado em túnel de vento para testes de ruído aerodinâmico

(Fonte: Cogotti, 2008)

4.1 Introdução

Conforme abordado em grande parte da revisão bibliográfica deste trabalho, os programas de simulação CFD atuais, associados a grande capacidade de processamentos dos computadores e sistemas de *clusters*, proporcionam cada vez maior precisão nos resultados, confiabilidade e rapidez no processo de simulação de aeroacústica computacional. Não obstante ao emergente avanço na área computacional, existem ainda muitas limitações nesta metodologia, tornando assim imprescindível a realização de testes experimentais. Além disto,

para que se possa garantir a confiabilidade de uma simulação computacional, é necessário que o modelo numérico seja validado por meio de provas experimentais. A principal ferramenta utilizada para testes experimentais de ruído aerodinâmico em um veículo é o túnel de vento, entretanto, na ausência deste recurso, resta como opção testes em pistas. Testes de ruído aerodinâmico, seja em túnel de vento ou em pista, devem ser executados seguindo critérios bastante rigorosos quanto à elaboração do procedimento de medição, escolha da instrumentação adequada e definição dos parâmetros para configuração do sistema de medição, de forma a minimizar os erros e incertezas, garantindo a confiabilidade dos resultados. Todos estes fatores foram descritos minuciosamente neste capítulo, de forma a alcançar os seguintes objetivos:

- Definir uma metodologia de provas experimentais realizadas tanto em pista como em túnel de vento para caracterização de ruído aerodinâmico veicular focado em ruído de *buffeting*, ruído de retrovisor e coluna A. Torna-se necessário, do ponto de vista de desenvolvimento, a utilização destes dois recursos, uma vez que, devido às limitações existentes tanto em túnel de vento como em pista, as provas se complementam.
- Validar o modelo numérico CFD para predição de fontes aerodinâmicas sobre veículo através de correlação com provas experimentais em túnel de vento ou mesmo em pista;
- Correlacionar medições de aeroacústica realizadas em túnel de vento com medições em pista de provas, nas mesmas condições de testes e sobre o mesmo veículo, com intuito de validar provas em pista e entender as limitações deste recurso nos testes de ruído aerodinâmico veicular;
- Estudar parâmetros que possam influenciar no ruído aerodinâmico de *buffeting* e no ruído de retrovisor, bem como compreender o fenômeno de geração destas fontes no veículo. Com base neste estudo, foram avaliadas algumas soluções clássicas para redução de ruído aerodinâmico;

- Confirmar a hipótese, baseado nos estudos apresentados nos tópicos 2.7 e 3.2, de que o ruído de *buffeting* é causado pelo acoplamento das frequências de perturbação do escoamento instável na abertura de uma das janelas, por exemplo, com a frequência do modo de cavidade interna do habitáculo. O procedimento definido nesta comprovação envolve medições experimentais sobre veículo, tanto na condição dinâmica em pista como em provas estáticas em câmara acústica;

- Utilizar os resultados experimentais para validação de equações, disponíveis na literatura (descritas no item 2.7.1 e 2.7.2 no Capítulo 2), que melhor se aplicam ao cálculo direto das frequências de geração de ruído de *buffeting* em um veículo, visto que estas equações foram desenvolvidas com base em estudos realizados sobre cavidades simples.

Para atender tais objetivos, foram realizados testes experimentais seguindo três frentes de trabalho:

Na primeira fase desta etapa, os testes foram conduzidos em túnel de vento, o qual se considera essencial para estudo de fenômenos aeroacústicos. Nestes testes foram coletados dados de pressão sonora em pontos específicos para caracterização destas fontes, tanto interna como externamente, sob condições operacionais do veículo. Será dado enfoque nas três fontes de ruído aerodinâmico, alvos de pesquisa deste trabalho, referentes ao ruído de retrovisor, coluna A e ao ruído de cavidade aqui denominado *buffeting*.

Na segunda fase, os testes foram conduzidos em pista. Provas complementares para estudo e caracterização do ruído de *buffeting* foram realizadas em condições operacionais do veículo. Foram também correlacionados os resultados destas provas com os dados obtidos em túnel de vento, utilizando o mesmo veículo. Considera-se tais informações bastante úteis, visto que galerias de vento, que são adequadas para medição de ruído aerodinâmico, são estruturas de alto investimento e de difícil aquisição.

Uma etapa complementar foi realizada com testes em laboratório, em câmara acústica, visando levantar frequências dos modos acústicos da cavidade interna do veículo, como parte do estudo de geração do fenômeno do *buffeting*. Os testes foram realizados nas mesmas condições nas quais foram reproduzidos o ruído de *buffeting*.

4.2 Objeto de Prova

O modelo físico utilizado como objeto de provas experimentais para estudo de ruído aerodinâmico neste trabalho de pesquisa consiste em veículo de produção classificado tradicionalmente no setor automobilístico como segmento B. Enquadra-se neste segmento todos os veículos montados nas plataformas dos veículos caracterizados por *hatches* usualmente chamados pequenos ou compactos. O critério de escolha deste veículo foi baseado na sua ampla representatividade no mercado automobilístico nacional. Cabe ressaltar que os resultados encontrados neste veículo, os quais serão apresentados nos capítulos subsequentes, possuem características passíveis de serem encontradas em qualquer veículo, uma vez que os fenômenos que envolvem geração de ruído aerodinâmico, em particular ao *buffeting* e ruído de retrovisor, são dependentes de fatores relacionados a cavidades abertas e formas geométricas, comuns a todos os veículos. Obviamente os níveis serão, de certa forma, com maior ou menor intensidade, dependendo da geometria de cada modelo, entretanto, o objetivo deste trabalho é justamente criar uma metodologia de avaliação que possibilite mensurar e quantificar tal grandeza e obter informações de quanto este nível possa causar algum incômodo ao cliente.

4.3 Túnel de Vento

Parte das provas de ruído aerodinâmico foi realizada, sobre o mesmo veículo, no túnel de vento situado em Orbassano, Itália, no centro de pesquisa da Fiat - CRF. A característica construtiva deste túnel é do tipo circuito fechado com câmara semiaberta, onde o ventilador recircula o ar dentro de um circuito fechado. O ventilador atinge velocidade de escoamento máximo de 215 km/h. A galeria foi projetada principalmente para estudar o comportamento aerodinâmico dos veículos, seus componentes e carroceria. A câmara onde se posiciona o veículo possui dimensões aproximadas de 11 m de comprimento, 12 m de largura e 11 m de altura, o suficiente para permitir testes sobre veículos em escala real, mesmo sobre veículos de grandes dimensões. As características do sistema de geração do escoamento e tratamento acústico das paredes da câmara central permitem a execução de testes de ruído aerodinâmico sem qualquer influência do campo sonoro e ruído de fundo. A Figura 4.1 ilustra a estrutura interna da galeria de vento utilizada nos testes.



Figura 4.1 – Estrutura da galeria vento

A Figura 4.2 ilustra de forma esquemática o túnel de vento em Orbassano. Os principais sistemas que compõem este túnel são:

- 1 – Efusor;
- 2 – Base giratória;
- 3 – Veículo em escala real;
- 4 – Difusor;
- 5 – Sistema de controle da camada limite: a) painel de aspiração; b) boca de remissão;
- 6 – Sala de comando;
- 7 – Curva com aletas defletoras;
- 8 – Grupo propulsor;
- 9 – Eixo do propulsor;
- 10 – Ventilador;
- 11 – Trocador de calor;
- 12 – Retificador dos filetes de ar;
- 13 – Rede de turbulência.

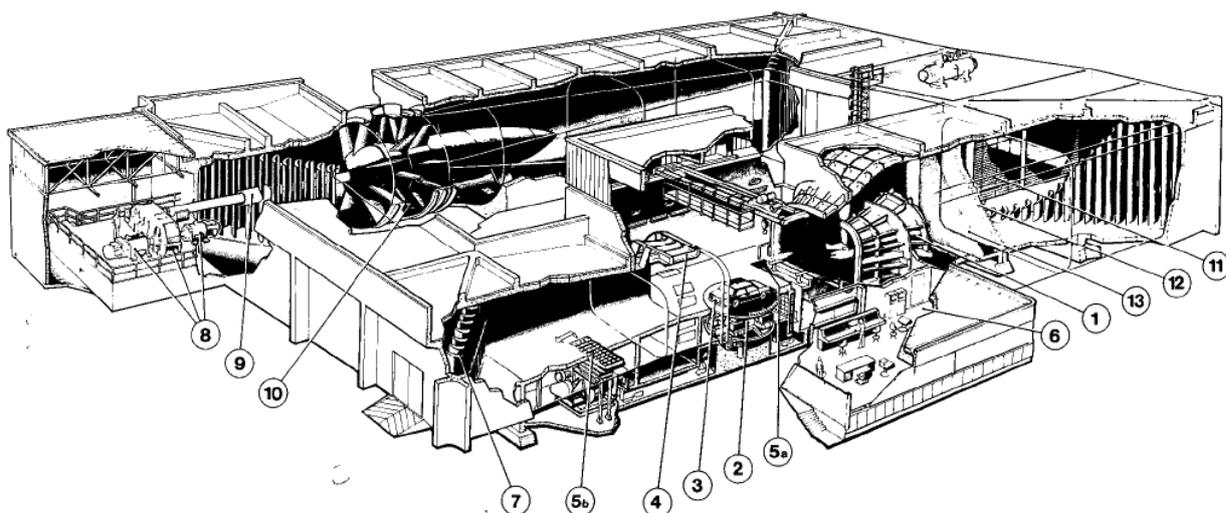


Figura 4.2 – Esquema da estrutura da galeria vento

Fonte: NVH - Fiat Automóveis

As principais características do túnel de vento encontram-se na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Características do túnel de vento

Parâmetro de prova	Condição de teste
Tipo:	Circuito fechado
Área saída do bocal:	31 e 22 m ²
Seção da câmara de testes (largura x altura x comprimento):	12,2 x 10,8 x 10,5 m
Velocidade máxima do vento:	215 km/h
Espessura da camada limite:	$\delta_{99} < 5,0mm$ ($\delta^* < 0,5mm$)
Nível de intensidade de turbulência	< 0,5%
Diâmetro da base giratória	7,0 m

4.4 Metodologia de Prova em Pista

Na primeira etapa experimental deste trabalho, as provas para caracterização e estudo do ruído aerodinâmico do veículo foram conduzidas em pista. Um trecho plano e livre de tráfegos foi selecionado como base de provas para execução destes testes. Pretende-se correlacionar os dados de provas obtidos em pista com os dados obtidos em túnel de vento, que será abordado no tópico posterior, a fim de validar e entender as limitações de medições realizadas em pista.

A metodologia de provas adotada para avaliação do comportamento do ruído aerodinâmico em pista consiste em submeter o veículo tanto a velocidade variada como a velocidade constante. Em se tratando de provas em pista, a velocidade do vento considerada foi à mesma velocidade dinâmica do veículo. Visando eliminar qualquer influência das fontes de ruído originado pelo motopropulsor, sistema de escape e sistemas de aspiração, a medição de ruído variando a velocidade foi feita na condição de desaceleração do veículo com cambio em neutro e motor funcionando em marcha lenta. Neste caso, o veículo foi lançado a uma velocidade máxima de 130 km/h e em seguida realizando o procedimento acima. A medição é registrada durante a desaceleração por inércia do veículo com câmbio em neutro, até atingir a velocidade de 50 km/h. Os níveis de pressão sonora foram capturados pelos microfones internos e externos, conforme tipologia de cada prova que será descrito nos tópicos posteriores, em toda faixa de velocidade. Na condição de prova a velocidade constante, as medições foram realizadas submetendo o veículo à velocidade de 100 km/h, neste caso 5ª marcha. Entende-se que o ruído do motor não causa nenhuma influência nesta análise, visto que o ruído aerodinâmico é predominante nesta faixa de velocidade. Este fato foi demonstrado por Machado e Medeiros (2014) comparando medições de ruído aerodinâmico realizados em pista com medições de ruído em câmara com rolos sobre o mesmo veículo na mesma velocidade, sem a presença de escoamento aerodinâmico, de forma a evidenciar o ruído emitido pelas demais fontes de ruído (motor e escape). Os resultados demonstraram que apenas em velocidades abaixo de 70 km/h ocorre influência destas fontes na faixa de frequência acima de 2 kHz. Acima desta velocidade predomina o ruído aerodinâmico. Visando eliminar ao máximo as incertezas de provas, todas as medições foram realizadas no mesmo trecho da pista e no mesmo sentido.

As condições ambientais dos testes realizados em pista encontram-se na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 – Condições ambientais das provas em pista

Condições de prova	Condição de teste
Temperatura ambiente:	30 °C
Umidade relativa do ar:	50%

4.5 Metodologia de Prova em Túnel de Vento

Procurou-se nesta etapa definir uma metodologia de prova capaz de reproduzir, em túnel de vento, as mesmas condições dinâmicas do veículo em pista, para caracterização de ruído aerodinâmico tendo por objetivo estudo do ruído de *buffeting* e ruído das fontes externas do retrovisor e da coluna A. Testes em túnel de vento permitem, através de um controle de velocidade do escoamento, reproduzir as mesmas condições operacionais de um veículo em pista sob a ação do escoamento aerodinâmico em situações de aceleração e desaceleração do veículo ou a velocidade constante, porém sem a influência das demais fontes presentes no veículo ou mesmo outras fontes externas. Além disto, um rigoroso controle pode ser imposto neste ambiente, como temperatura e nível de turbulência do escoamento, a qual pode ser mantida constante em uma única direção. Busca-se, portanto, através desta metodologia, obter informações detalhadas que possam proporcionar um melhor entendimento dos fenômenos causados pelo ruído aerodinâmico, que oferecerão suporte para controle e redução destas fontes.

A fim de caracterizar o comportamento aeroacústico do veículo, com ênfase nas fontes que se pretende avaliar neste trabalho, os testes foram realizados na condição de velocidade variada entre 50 a 130 km/h, em intervalos de 10 km/h. O tempo de estabilização foi definido de acordo com a tipologia de cada fonte avaliada.

Em túnel de vento tornou-se possível avaliar o veículo também, além da condição padrão com 0° de incidência do escoamento, em outros ângulos simulando situações que ocorrem na prática em estradas, como por exemplo, condição do veículo durante uma curva

ou efeitos de componentes de ventos laterais. Procurou-se, nesta etapa, realizar os testes experimentais para medição de ruído destas fontes em duas etapas, sendo a primeira, relacionada ao processo de caracterização do ruído de *buffeting*, e outra na caracterização das fontes externas, relacionadas ao ruído de retrovisor e coluna A.

Visando diminuir o número de variáveis as quais induzem a incertezas no processo de medição, todas as condições definidas para testes em túnel de vento foram mantidas, no que se refere ao veículo utilizado, abertura das janelas (no caso de caracterização do fenômeno *buffeting*), posição dos microfones tanto externo como interno e, finalmente, nas condições de provas adotadas, tanto nas condições de velocidade variada como velocidade constante.

A temperatura ambiente nos testes realizados em túnel de vento foi de 25 °C.

4.6 Aparato Experimental

No desenvolvimento experimental deste trabalho, o veículo foi instrumentado com microfones de campo livre posicionados no interior do veículo e microfones de superfície posicionados externamente ao veículo. A velocidade foi registrada, específico para prova em pista, por meio de sinais enviados por GPS. Todos os sensores foram integrados ao analisador espectral com 16 canais. Maiores detalhes na descrição destes instrumentos encontram-se na Tabela 4.3.

Tabela 4.3 – Descrição dos instrumentos utilizados nas medições

Sensor	Modelo	Ilustração	Especificações
Microfone ½” capacitivo de campo livre / Pré-amplificador	Microfone 40AQ / Pré-amplificador 26CA GRAS		Faixa de resposta em frequência: 4 a 20 kHz Range de Sensibilidade: 20 a 170 dB
Microfone de superfície	Microfone B&K 4949		Faixa de resposta em frequência: 5 a 20 kHz Range de Sensibilidade: 30 a 140 dB:
Analizador espectral	SCADAS MOBILE SCM02		16 Canais entrada ICP Tensão máxima de entrada: ± 10V Taxa de amostragem máxima: 204,8 kHz
GPS	---		---

A cadeia de medição composta pelos sensores de pressão sonora e de velocidade conectados ao analisador, bem como a alimentação do sistema, encontra-se na Figura 4.3. Outras informações referentes a estes instrumentos encontram-se descritos no tópico 3.3 do Capítulo 3.

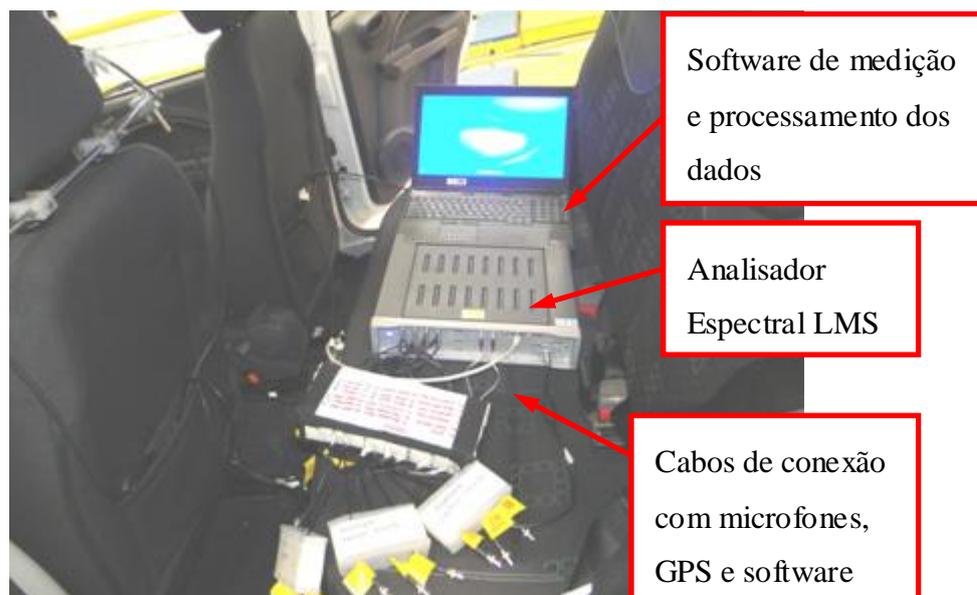


Figura 4.3 – Cadeia de medição de ruído aerodinâmico

4.7 Avaliação Experimental do Ruído de *Buffeting*

Será descrito a seguir as condições de provas adotadas na metodologia desenvolvida para caracterização do *buffeting*, com principal intuito de encontrar a causa raiz e compreender todo o mecanismo de geração e propagação do *buffeting* em um veículo, bem como a influência de alguns fatores que se julgam importantes no processo de geração deste ruído. Considera-se este estudo útil, sobretudo, para desenvolvimento de formas de controle deste ruído no âmbito da aeroacústica veicular.

4.7.1 Condições de provas

Para avaliação do comportamento do ruído aerodinâmico tendo por objetivo o ruído de *buffeting*, tornou-se necessário avaliar o veículo tanto a velocidade variada como velocidade constante, conforme procedimento descrito no tópico anterior.

Na fase variada, foi imposto sobre o veículo velocidade do vento variando entre 50 a 130 km/h. Entende-se que esta faixa engloba toda a faixa de velocidades dentro de uma condição operacional do veículo, obtendo desta forma informações sobre características do *buffeting*, em termos de variação de níveis em função da variação da velocidade. Abaixo de

50 km/h não foi considerado na análise uma vez que as demais fontes presentes no veículo predominam sobre o ruído aerodinâmico de forma geral.

Na fase constante, o veículo foi submetido à condição de velocidades constante de 100 km/h. Esta condição proporciona uma melhor análise espectral, uma vez que uma média temporal pode ser feita durante um tempo maior de medição. Neste caso o tempo de gravação em cada medição foi estipulado em 15 s.

4.7.2 Posição dos microfones

As medições foram realizadas através de microfones posicionados internamente, para caracterização do ruído aerodinâmico no interior do habitáculo, em particular para caracterização do ruído de *buffeting*. Nestas medições foram utilizados microfones de ½” capacitivos de campo livre, posicionados próximos aos ouvidos lados direito e esquerdo do motorista, passageiro dianteiro e passageiro traseiro lados direito e esquerdo, conforme ilustrações nas Figuras 4.4 a) e b). As características e especificações técnicas dos sensores utilizados foram descritas com maiores detalhes no item 3.3.2 do capítulo 3. Excepcionalmente para o microfone posicionado mais próximo a abertura da janela foi adotado um protetor de vento cônico do fabricante b&k minimizando efeitos indesejados devido à ação direta do vento sobre o microfone.

Pretende-se obter, com a distribuição destes microfones, um mapeamento completo do campo sonoro resultante do ruído de *buffeting* no interior do habitáculo. Este mapeamento possibilitará avaliar o efeito deste ruído em cada um dos ocupantes internos do veículo.



Figura 4.4 – Posicionamento dos microfones internos a) traseiro e b) dianteiro

O esquema de distribuição dos sensores internamente encontra-se ilustrado na Figura 4.5.

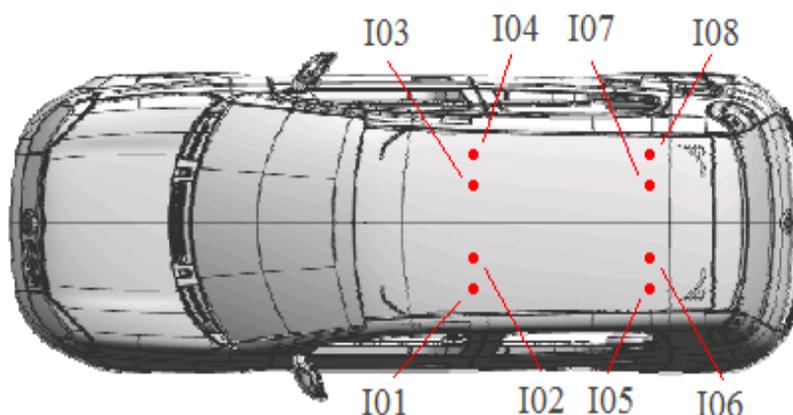


Figura 4.5 – Esquema de posicionamento dos microfones internos

De forma a reduzir as incertezas destas medições, garantindo o mesmo posicionamento dos microfones nas demais medições que se pretende realizar neste trabalho, tanto nas provas em túnel de vento como em pista, a posição destes microfones foi parametrizada, tendo como referência o ponto inferior do assento do banco para determinação da altura e o centro geométrico do apoio cabeça do banco para determinação da distancia longitudinal e transversal do microfone, conforme indicado na Figura 4.6. As posições dos bancos lado motorista e passageiro dianteiro foram estabelecidas tendo como referência o ponto médio do curso de regulagem dos bancos. Estas mesmas referências foram utilizadas na definição do posicionamento das sondas na simulação CFD, conforme será abordado no capítulo 5. Os parâmetros definidos para registro dos sinais encontra-se na Tabela 4.5.

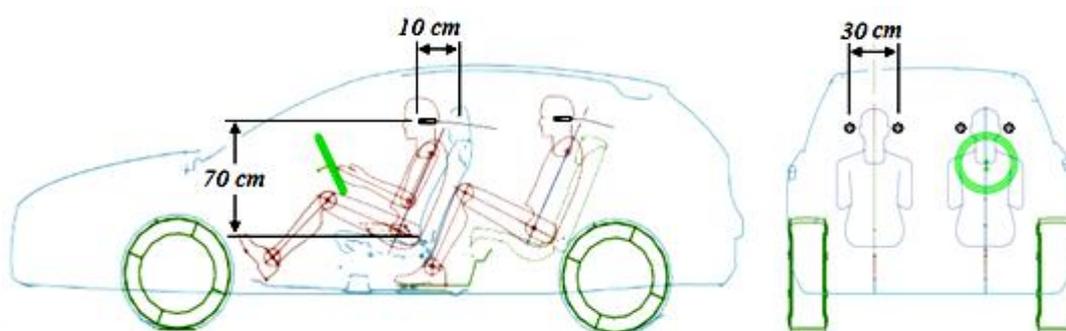


Figura 4.6 – Parametrização dos microfones internamente

Tabela 4.4 – Resumo dos parâmetros de registro dos sinais para medição de *buffeting*

Parâmetro de prova	Condição de teste
Taxa de amostragem:	400 Hz
Faixa de frequência de análise	0 a 200 Hz
Tempo de gravação	15 s
Sinal de velocidade	GPS

4.8 Metodologia para Estudo do Mecanismo de Geração do *Buffeting*

Conforme abordado na revisão bibliográfica deste trabalho, o processo de geração de *buffeting* em veículos em movimento pode ser explicado de forma análoga ao mesmo fenômeno que ocorre em uma cavidade aberta simples. Com base nesta teoria, o *buffeting* é causado pelo acoplamento da frequência de excitação do escoamento de ar incidente sobre a abertura de uma das janelas laterais ou mesmo o teto solar, quando provido deste acessório, com a frequência do modo acústico do habitáculo interno nas mesmas condições. As equações 2.41 a 2.47 sugerem que a frequência de excitação está relacionada com o comprimento da abertura da janela e da velocidade do escoamento do ar. Já as equações 2.48 e 2.49 sugerem que a frequência do modo do habitáculo interno, em analogia a frequência de um ressonador, está diretamente relacionada ao volume do compartimento interno e inversamente à área de abertura da janela.

Propõe-se neste trabalho prover meios experimentais sobre veículo, tanto para medição de ruído de *buffeting* em condições operacionais, ou seja, com veículo variando a velocidade na condição descrita no item 4.7, como também para medição da frequência do modo de cavidade interna, para comprovação desta teoria como fundamento teórico do mecanismo de geração de *buffeting* de um veículo real. Optou-se, neste estudo, pela abertura

da janela lateral traseira lado esquerdo por ser esta a condição de maior representatividade do fenômeno de *buffeting* em um veículo.

A metodologia desenvolvida neste trabalho para estudo do mecanismo de geração do *buffeting* consiste, de forma bastante prática, na variação da abertura da seção da janela lateral traseira, tanto em termos de variação da altura vertical como no comprimento longitudinal da janela. Desta forma será possível reproduzir o *buffeting* em variadas faixas de frequências de excitação da entrada da janela, bem como variadas frequências dos modos acústicos do habitáculo de forma individualizada, mantendo o volume interno da cavidade (habitáculo) constante.

O procedimento adotado nos testes consiste na variação da abertura da janela traseira em quatro níveis distintos, com aberturas de 100 %, 75%, 50% e 25%, tanto vertical como horizontal. Tendo como referência a coordenada y para a altura vertical h da janela e a coordenada x para a largura horizontal l da janela, a variação da abertura vertical da janela corresponde, respectivamente, as relações $y/h = 1,0$, $y/h = 0,75$, $y/h = 0,50$ e $y/h = 0,25$. Da mesma forma, a variação da abertura longitudinal corresponde, respectivamente, as relações $x/l = 1,0$, $x/l = 0,75$, $x/l = 0,50$ e $x/l = 0,25$.

A condição de variação da abertura vertical foi obtida com fechamento do próprio vidro em quatro níveis de altura, conforme lustrado na Figura 4.7a. Esta situação representa, em termos práticos, situações usuais do cliente. Nesta condição a área da janela varia em função da variação da altura, mantendo o mesmo comprimento. A condição de variação da abertura longitudinal foi obtida utilizando como recurso placas rígidas de acrílico montadas consecutivamente ao longo da janela de forma que a abertura varie, da mesma forma, em 04 níveis de larguras equidistantes, conforme Figura 4.7b. Pretende-se com este procedimento avaliar o efeito da variação da área por meio de variação do comprimento longitudinal da janela, mantendo a mesma altura. Esta condição também pode ser considerada usual em situações de veículos que adotam janelas laterais corredeiras.

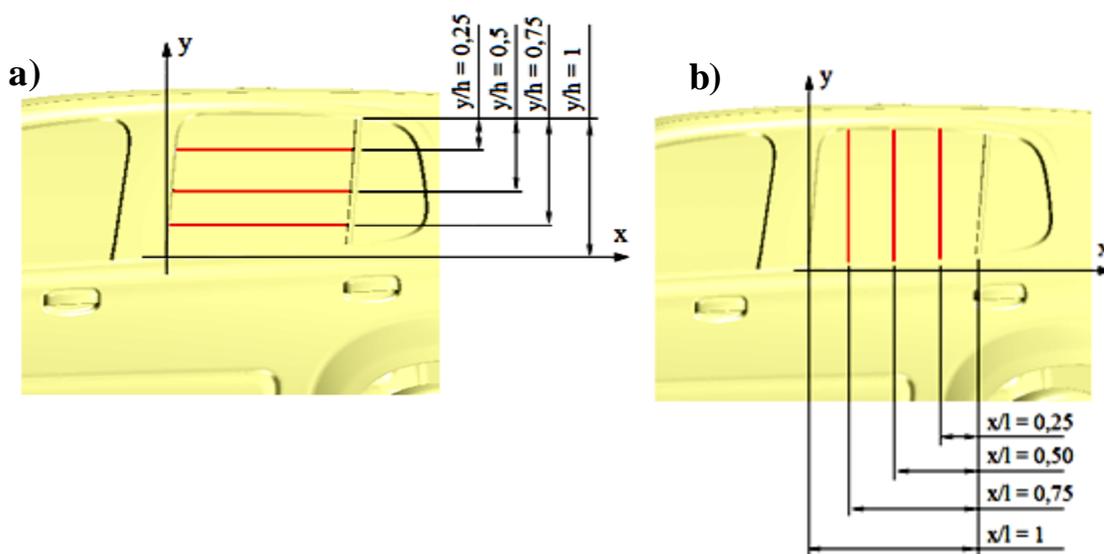


Figura 4.7 – Configurações na variação de abertura da janela: a) vertical e b) longitudinal

Tendo em vista que, em teoria, tanto a frequência de excitação do escoamento de ar pela abertura da janela como a frequência do modo de cavidade (habitáculo interno) podem ser previstas numericamente, conforme elucidado no início deste tópico, é possível hipotetizar o comportamento acústico do veículo na condição dinâmica com uma das janelas abertas, em termos de resposta da cavidade. Com base nesta teoria, foi elaborada analiticamente uma matriz de correlação entre as faixas de frequências de excitação do escoamento de ar na janela e a frequência do modo de cavidade interna do veículo considerando as mesmas condições operacionais do veículo que se propõe na avaliação experimental, ou seja, com veículo em movimento variando a velocidade entre 50 a 130 km/h, também nas mesmas condições de abertura vertical e longitudinal propostas para estudo do fenômeno do *buffeting*.

Para cálculo da frequência de excitação na abertura da janela, é possível utilizar uma das equações apresentadas no tópico 2.7.1 do Capítulo 2, desenvolvidas para cálculos de frequências em cavidades padrões, entretanto, uma vez que estas equações são variáveis na literatura, foi elaborado um estudo a parte para validação e definição, por meio de uma correlação experimental, da melhor equação que se enquadra na aplicação automotiva. O procedimento adotado neste estudo encontra-se descrito com detalhes no Apêndice C. Com base neste estudo, a faixa de frequência f_n do primeiro modo de excitação ($n = 1$) na entrada da janela foi calculada através da equação desenvolvida por Rossiter (equação 2.42 do Capítulo 2). O valor de α foi assumido como sendo nulo, uma vez que a relação entre a

largura da abertura da janela e a largura do veículo, os quais representam as variáveis L/D de uma cavidade, é bastante baixa ($\ll 1$). Esta análise foi tratada a parte, com maiores detalhes, no Apêndice C. Sendo assim, a equação de Rossiter para cálculo da frequência do primeiro modo de cavidade assume a seguinte forma:

$$f_n = \left(\frac{U_\infty}{L}\right) \frac{1}{\frac{1}{k} + M} \quad (4.1)$$

O valor atribuído para a constante k foi assumido 0,37, conforme sugerido por Slaboch et al. (2009), obtido experimentalmente. Visto que o valor da constante K também é variável na literatura, a verificação deste parâmetro também faz parte do estudo apresentado no Apêndice C.

Considerando o fato de que o veículo com uma das janelas abertas se comporta como um ressonador de Helmholtz, é possível realizar um cálculo aproximado da frequência natural do modo de cavidade interna do veículo f_{cav} através das equações apresentadas no tópico 2.7.2 do Capítulo 2. Na aplicação veicular, é coerente utilizar a equação 2.49, visto que a configuração do ressonador na qual foi desenvolvida esta equação (cavidade aberta sem pescoço) se aproxima mais à geometria de um veículo com uma das janelas abertas. Esta equação assume a seguinte forma:

$$f_{cav} = 52,4 \frac{\sqrt[4]{S}}{\sqrt{V}} \quad (4.2)$$

onde S refere-se à área da janela em cada condição de abertura ($S = 0,27 \text{ m}^2$ na condição de 100% aberta) e V o volume do habitáculo interno (valor aproximado calculado $V = 3,18 \text{ m}^3$). Entretanto, visto que a geometria interna de um veículo é extremamente complexa, foi realizado um segundo cálculo das frequências de cavidades com uso de métodos computacionais, por meio do código comercial HYPERMESH. A Figura 4.8 ilustra o domínio utilizado no programa HYPERMESH para cálculo das frequências dos modos acústicos. O procedimento adotado neste cálculo, os parâmetros de simulação, bem como a correlação com dados experimentais, são apresentados com maiores detalhes no Apêndice B.

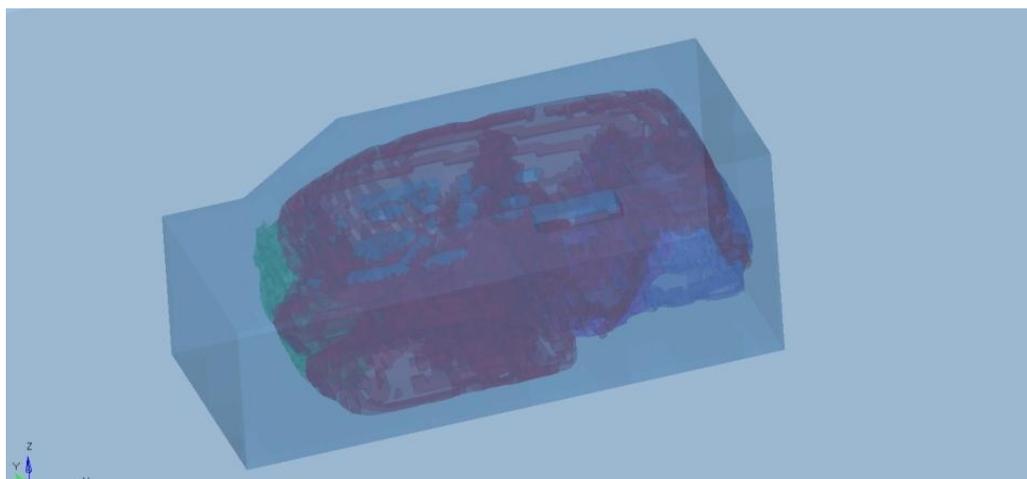


Figura 4.8 – Modelo FEM utilizada para cálculo das frequências dos modos acústicos de cavidade interna do veículo

Para correlação do cálculo das frequências do modo acústico do habitáculo, tanto pelo método analítico como numérico (FEM), os valores obtidos nestas duas metodologias foram comparados com os dados de provas experimentais. O critério adotado na correlação dos resultados teórico e experimental encontra-se também detalhado no Apêndice C.

Adicionalmente foi predito também a velocidade onde ocorre o máximo nível de ruído de *buffeting*, dentro da faixa de velocidade considerada (50 a 130 km/h), uma vez que foram obtidos os valores de frequências dos modos de cavidades por meio de simulação numérica, isto considerando a hipótese de que a velocidade onde ocorre o máximo nível de ruído coincide, em termos de frequência, com o modo de cavidade do veículo para cada condição de abertura da janela. Estes parâmetros foram obtidos por meio de simples analogia da equação de Rossiter, a qual assume a seguinte forma:

$$\left(\frac{f_{cav}L}{\frac{v_{max}}{3,6}} \right) - \frac{1}{\frac{1}{k} + \frac{v_{max}}{1242}} = 0 \quad (4.3)$$

A velocidade v_{max} (km/h) onde ocorre o pico máximo foi obtida extraindo a raiz da equação 4.3. A frequência ressonante neste caso foi considerada a frequência de cavidade

f_{cav} . Com base nos valores encontrados tanto analiticamente, a partir das equações 4.1 e 4.3, como pelo cálculo numérico computacional, foi gerada a Tabela 4.6 seguinte:

Tabela 4.5 – Valores calculados para estimativa do comportamento do *buffeting*

Condições de provas		Frequência de excitação na entrada da janela (Hz)		Frequência natural de cavidade (Hz)	Velocidade de pico máximo (km/h)
		Veloc. Inicial: 50 km/h	Veloc. final: 130 km/h		
Variação da abertura vertical (y/h)	1,0	9,7	24,7	20,0	103
	0,75	9,7	24,7	18,5	96
	0,50	9,7	24,7	16,5	87
	0,25	9,7	24,7	13,5	72
Variação da abertura longitudinal (x/l)	1,0	9,7	24,7	20,0	103
	0,75	12,6	33,3	18,5	71
	0,50	18,7	49,5	16,5	43
	0,25	36,1	99,0	13,5	18

Utilizando os valores gerados na Tabela 4.3, foram elaboradas duas matrizes de correlação, conforme Figuras 4.9 e 4.10, nas respectivas condições de aberturas vertical e longitudinal da janela.

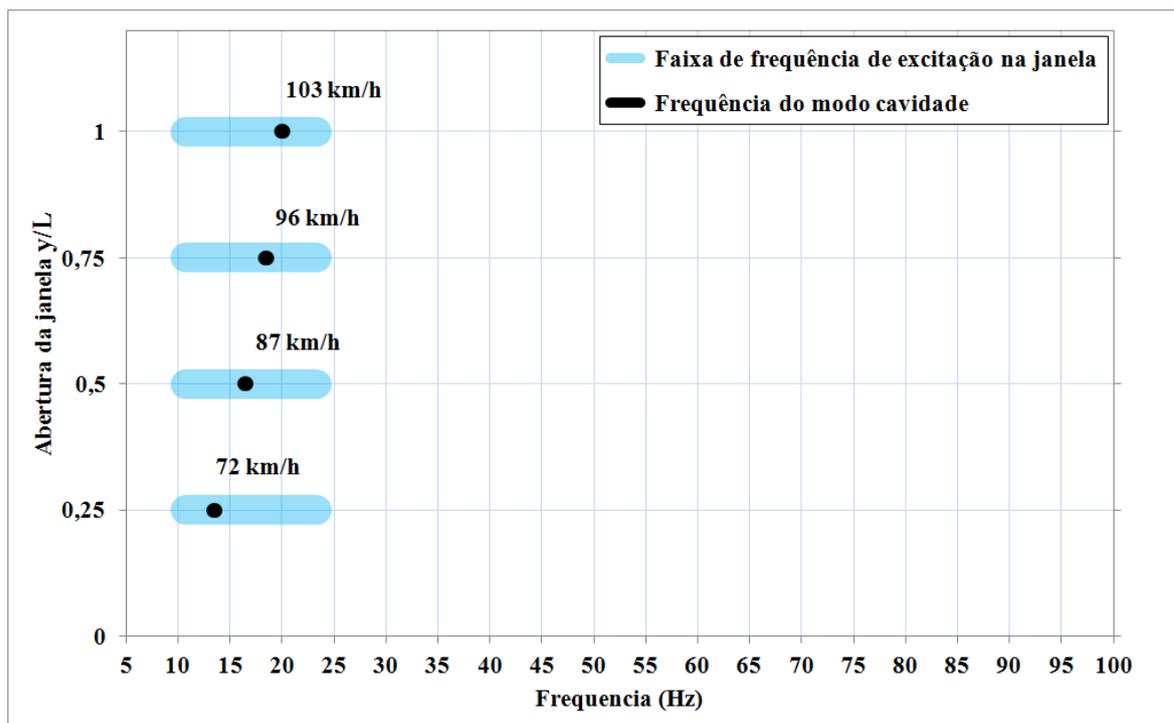


Figura 4.9 - Matriz de correlação de estimativa de comportamento do *buffeting* – variação de abertura vertical da janela

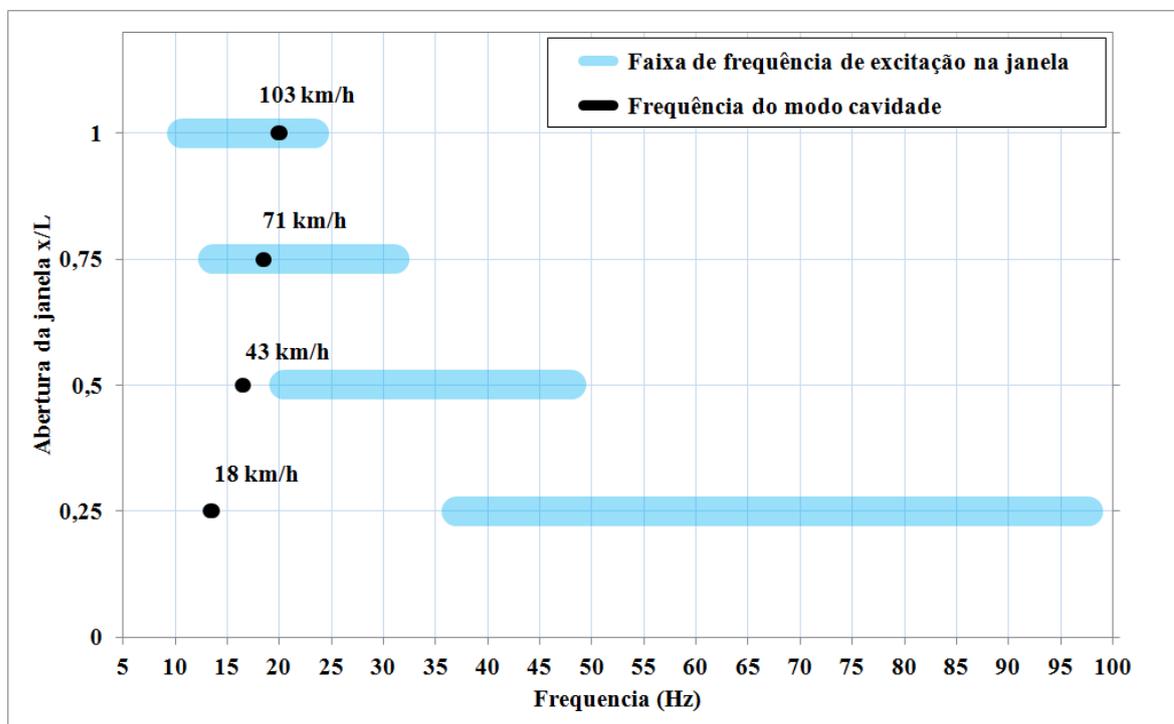


Figura 4.10 - Matriz de correlação de estimativa de comportamento do *buffeting* – variação de abertura longitudinal da janela

Os gráficos das Figuras 4.9 e 4.10 revelam dois comportamentos importantes para a análise que se pretende realizar neste trabalho. O primeiro gráfico indica que, independentemente da abertura vertical da janela, a frequência de perturbação do escoamento será sempre a mesma, tendo em visto que, conforme sugerido pela equação 4.1, à frequência de excitação é diretamente proporcional à largura L da abertura, que neste caso permanece constante. Entretanto, a frequência do modo da cavidade diminuirá progressivamente, uma vez que a área da janela diminui com o fechamento do vidro, conforme sugerido na equação 4.2, porém não o suficiente para afastar-se da faixa de excitação do escoamento dentro de uma condição operacional do veículo. Espera-se, portanto, a ocorrência do *buffeting* nos quatro estágios de abertura vertical, diferenciando apenas na faixa de velocidade onde ocorrerá o pico máximo, a qual diminuirá na proporção em que a abertura da janela for reduzida. Espera-se também uma atenuação dos níveis de *buffeting* com a redução da abertura da janela, já que a energia de excitação decresce com a redução da área de abertura vertical, entretanto, não é possível prever este comportamento simplesmente com esta base analítica. Para isto requer uso de métodos computacionais, motivo pelo qual está sendo proposto, também neste trabalho de tese, desenvolvimento de metodologia CFD para estudo deste fenômeno que serão apresentados nos Capítulos 5 e 8.

Já variando a abertura longitudinalmente, observa-se que as frequências dos modos de cavidade variam da mesma forma, o que é coerente, uma vez que as áreas de aberturas serão as mesmas em relação às aberturas verticalmente. Entretanto, observa-se nos gráficos que a faixa de frequência de excitação aumentará, à medida que a abertura longitudinal diminui, ao mesmo tempo em que esta faixa se desloca para frequências mais elevadas. Em consequência disto, a frequência do modo de cavidade passa a não coincidir mais com a faixa de excitação a partir da abertura referente a $x/l = 0,5$. Portanto, já neste caso, espera-se que a resposta acústica interna, gerando o *buffeting*, ocorra apenas nas condições de aberturas $x/l = 1,0$ e $x/l = 0,75$. A comprovação desta hipótese será realizada com base nas análises dos testes experimentais, apresentados no Capítulo 6, as quais também complementarão este estudo com informações adicionais, já que análise com base em dados analíticos é bastante limitada, conforme elucidado acima.

Efeitos devido à abertura da janela dianteira e traseira, bem como de outros intervenções que se pretende avaliar neste trabalho, como por exemplo, adoção de defletora na entrada da janela traseira, foram caracterizados individualmente. Foi definida também a parte uma metodologia para levantamento das frequências dos modos de cavidades do veículo, porém

em câmara acústica. Os procedimentos adotados nestes estudos serão descritos nos tópicos seguintes.

4.9 Estudo de Fatores que Possam Influenciar no Ruído de *Buffeting*

Complementarmente ao estudo proposto neste trabalho, foram avaliados alguns fatores que possam influenciar no ruído de *buffeting*, tanto positiva como negativamente, já focado em soluções para redução deste tipo de ruído. Finalmente, pretende-se, com todas as medições propostas nesta fase experimental, avaliar todos os fatores que possam influenciar de alguma forma no ruído de *buffeting*, de forma a obter um banco de dados que fornecerão base para estudo de soluções deste problema. Um resumo de todos os fatores que foram avaliados para estudo do ruído aerodinâmico sobre veículo encontra-se na Tabela 4.7.

Tabela 4.6 – Resumo das condições de medições de *buffeting*

Fatores que possam influenciar na geração do <i>buffeting</i>	Condições de provas
1 – Velocidade do veículo	50 a 130 km/h
2 – Localização dos microfones no interior do habitáculo	I01, I 02, I 03, I 04, I 05, I 06, I 07 e I 08
3 – Ângulo de incidência do escoamento	-10°, 0°, e +10°
4 – Influência de abertura das janelas	Janela dianteira e traseira abertas
5 – Variação de abertura vertical da janela traseira	25%, 50%, 75% e 100% aberta
6 – Variação de abertura longitudinal da janela traseira	25%, 50%, 75% e 100% aberta
7 – Aleta na entrada da janela traseira	Com e sem aleta

4.9.1 Efeito devido a adoção de aleta na entrada da janela

Tendo como base a regra prática de que a melhor forma de controle de ruído pode ser obtido atuando na própria fonte e, visto que o ruído de *buffeting* tem sua origem, em teoria, na excitação do escoamento de ar na entrada da abertura (neste caso foi reproduzido com a janela traseira aberta), alterações de comportamento do *buffeting* podem ocorrer se o escoamento instável for alterado logo na entrada da janela. Pretende-se com isto avaliar, já focado em soluções de melhoria, a adoção de uma aleta na entrada da janela, conforme ilustrado nas Figuras 4.11. Com este intuito foi projetada uma aleta em forma de rampa, de comprimento $l = 43$ mm, especialmente para ser posicionada na entrada da janela traseira na coluna B. A altura desta rampa, que definiu a altura da aleta, foi avaliada em duas configurações, sendo a primeira $h = 26$ mm e a segunda uma altura maior $h = 40$ mm. Visto que a adoção de uma aleta nesta região é impraticável, por questões de estética, as avaliações foram realizadas apenas a título de pesquisa para validação do conceito, que é plenamente viável em outras aplicações, como por exemplo, no teto solar.

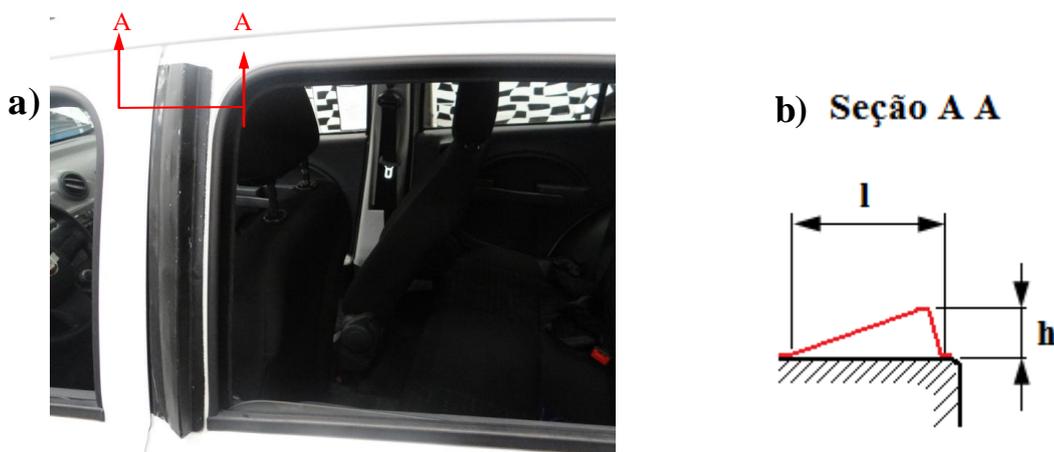


Figura 4.11 – Ilustração da avaliação da aleta na entrada da janela: a) referência de posicionamento e b) vista da seção em corte da aleta

4.9.2 Efeito da variação do ângulo de incidência do escoamento

Em situações práticas, o veículo está sujeito constantemente à variação do ângulo do escoamento, principalmente, na condição em que o veículo encontra-se em uma curva. Esta mesma situação pode ser reproduzida em túnel de vento, girando o veículo sobre uma base

giratória no piso da câmara central da galeria de vento. O veículo foi avaliado variando os ângulos entre +10° e -10°.

4.9.3 Efeito da abertura da janela dianteira e traseira

Efeitos do ruído de *buffeting* devido às aberturas das janelas laterais dianteira e traseira foram caracterizados individualmente, com intuito de avaliar a magnitude do ruído gerado em cada uma destas situações.

4.10 Levantamento das Respostas em Frequências (FRF's) dos Modos Acústicos do Habitáculo

Esta etapa do trabalho compreende na definição de uma metodologia experimental com intuito de determinar valores de frequências dos modos naturais do compartimento interno do veículo, em complemento ao estudo do mecanismo de geração do *buffeting*. Estes valores serão utilizados também para validar os valores destas frequências levantadas numericamente por simulação computacional, abordadas no Apêndice B, além de valores calculados analiticamente, através de equações clássicas utilizadas para cálculo de ressonadores de Helmholtz, abordadas no Apêndice C.

4.10.1 Metodologia de prova

A ideia principal adotada nesta metodologia consiste em perturbar o ambiente interno por meio de uma fonte de ruído e medir simultaneamente a resposta temporal do ruído. Para emissão deste ruído foi utilizada uma fonte volumétrica de baixa frequência LMS modelo Q-LMF, posicionada no interior do veículo, capaz de reproduzir um sinal de ruído constante com característica de banda larga de frequência que compreende entre 10 a 1000 Hz, o suficiente para excitar as baixas frequências onde predominam o ruído de *buffeting*. Esta fonte foi posicionada na parte frontal do veículo, na região dos pés do passageiro dianteiro conforme ilustrado na Figura 4.12. Entende-se que o posicionamento desta fonte independe da resposta, visto que todo campo acústico é excitado.



Figura 4.12 – Fonte sonora LMS utilizada para excitação do campo no interior do habitáculo.

A resposta do ruído emitido pela fonte é capturada por microfones posicionados nas proximidades dos ouvidos direito e esquerdo do motorista, passageiro dianteiro e passageiros traseiros lados direito e esquerdo. As configurações e parametrização de posicionamento destes microfones são os mesmos adotados para medição de ruído de *buffeting* em túnel de vento e pista abordado nos tópicos anteriores, ilustrados nas Figuras 4.4, 4.5 e 4.6.

A emissão de ruído pela fonte foi feita por meio de geração de sinal randômico de banda larga denominado ruído rosa. O sinal de ruído rosa é caracterizado pelo espectro de energia que decai na relação $\frac{1}{f^\alpha}$, onde f denota a frequência e α uma constante que neste caso equivale a 1. Nota-se claramente que este espectro privilegia as baixas frequências, sendo portanto mais apropriado para análise do fenômeno *buffeting*, uma vez que o ruído branco, onde $\alpha = 0$ produz um espectro de característica de energia mais plana na frequência.

A análise das frequências dos primeiros modos da cavidade do veículo foi feita, na etapa de pós-processamento, mediante obtenção de uma FRF (função resposta em frequência) obtida através da relação entre o sinal da fonte e o sinal captado pelos microfones. Para determinação destas FRF's foram consideradas, também nesta avaliação, as mesmas

condições de testes de ruído de *buffeting*, ou seja, variando a abertura da janela traseira tanto na direção vertical como na direção longitudinal, seguindo os mesmos critérios que foram aplicados na avaliação do *buffeting* em pista na condição dinâmica. Os parâmetros definidos para registro dos sinais de frequências encontram-se na Tabela 4.8.

Tabela 4.7 – Resumo dos parâmetros de processamento dos sinais para medição das frequências dos modos acústicos (FRF's)

Parâmetro de prova	Condição de teste
Faixa de frequência:	800 Hz
Média	Linear
Número de linhas (N)	800
Resolução	0,5 Hz
Janelamento	<i>Hanning</i>
Tempo de gravação	20 s
Intervalo de gravação	1 s

Pretende-se utilizar os resultados referentes à resposta acústica da cavidade obtidos nesta metodologia, em complemento aos resultados obtidos nas demais metodologias, para comprovar a tese proposta neste trabalho, bem como uma correlação com dados numéricos e analíticos, contribuindo para análise deste fenômeno. Portanto, está fora do escopo deste trabalho realizar uma análise modal da cavidade interna, o que exigiria uma extensa malha de microfones distribuída em todo volume interno. Entretanto, para os fins propostos neste trabalho, pretende-se com estes testes obter apenas a frequências dos primeiros modos de cavidade interna do veículo.

4.11 Avaliação Experimental do Ruído de Retrovisor e Coluna A

Nesta seção será descrito todo procedimento para caracterização do ruído gerado pelo retrovisor e pela coluna A. Será dado maior enfoque para o ruído de retrovisor, visto que se considera esta fonte, neste trabalho, de maior importância do ponto de vista de conforto acústico. Sendo assim, seguindo o mesmo padrão adotado na metodologia para caracterização do *buffeting*, serão abordados nesta seção, alguns dos principais parâmetros que influenciam na geração do ruído de retrovisor e da coluna A, que se faz necessário para melhor compreensão do fenômeno de geração de ruído destas duas fontes.

A metodologia de prova para avaliação do ruído proveniente das fontes externas contempla também a realização de provas aplicando fita em toda região de contornos do veículo, de forma a eliminar todas as cavidades e frisos, os quais são consideradas também fontes de ruído aerodinâmico. Desta forma foi possível isolar o ruído proveniente apenas pela forma do retrovisor e da coluna A, sem a influência das pequenas cavidades e ranhuras que envolvem estes componentes. Esta avaliação em particular foi realizada apenas em túnel de vento, uma vez que em pista esta condição torna-se impraticável por questões de segurança.

4.11.1 Condições de provas

As condições de provas impostas nas avaliações do ruído proveniente do retrovisor externo e da coluna A foram, de forma geral, seguindo os mesmos critérios conforme descritos nos itens 4.4 a 4.6, definidos para avaliação do ruído de *buffeting* tanto em túnel de vento como em pistas. Visto que o intuito deste experimento é de avaliar fontes de ruído externo ao veículo, todas as janelas foram mantidas totalmente fechadas. Para caracterização do ruído gerado nestas duas fontes, tornou-se necessário também avaliar o veículo nas condições tanto a velocidade constante como em velocidades variadas. Na fase variada, foi imposto sobre o veículo velocidade do vento variando entre 50 a 130 km/h e na fase constante, o veículo foi submetido à condição de escoamento a velocidade de 100 km/h. O tempo de gravação na medição a velocidade constante foi estipulado em 10s.

4.11.2 Posicionamento dos microfones

Procura-se nesta etapa desenvolver uma metodologia que possa fornecer informações sobre as características do ruído de retrovisor e da coluna A, através de dados de medições realizadas externamente ao veículo, que possam influenciar na percepção dos ocupantes internos. Sendo assim, pretende-se nestas medições realizar um mapeamento externo do vidro lateral próximo ao retrovisor e da coluna A, com intuito de mensurar o comportamento acústico em diferentes pontos da esteira formada pelo escoamento sobre o retrovisor e do vórtice formado na coluna A. Desta forma, foram posicionando 08 microfones de superfície na região externa do vidro lateral da porta dianteira esquerda, ilustrado na Figura 4.13.



Figura 4.13 – Posicionamento dos microfones de superfície no vidro lateral dianteiro

Baseado nos estudos apresentados no tópico 3.2, estes microfones foram distribuídos em três regiões distintas que caracterizam o escoamento de ar na superfície do vidro lateral dianteiro. O esquema da disposição destes microfones em cada região, bem como a distância entre eles e os respectivos pontos de referência, encontram-se ilustrado na Figura 4.14.

Na primeira região, onde ocorre à formação de esteira do retrovisor, foram posicionados 04 microfones em forma de uma matriz, supostamente dentro da esteira de escoamento originada pelo retrovisor. A segunda região, onde são formados os vórtices originados pela coluna A, foram posicionados 03 microfones em série, englobando toda extensão da coluna A. Na terceira região, onde ocorre o recolamento do escoamento, distante

das duas fontes citadas acima, foi posicionado um microfone. Entende-se que os dados experimentais obtidos nesta região são bastante convenientes para correlação com simulação computacional CAA, por ser a forma mais prática de simular o ruído destas fontes, do ponto de vista computacional. Estes dados também serão utilizados para correlação com as provas realizadas em pista e túnel de vento.

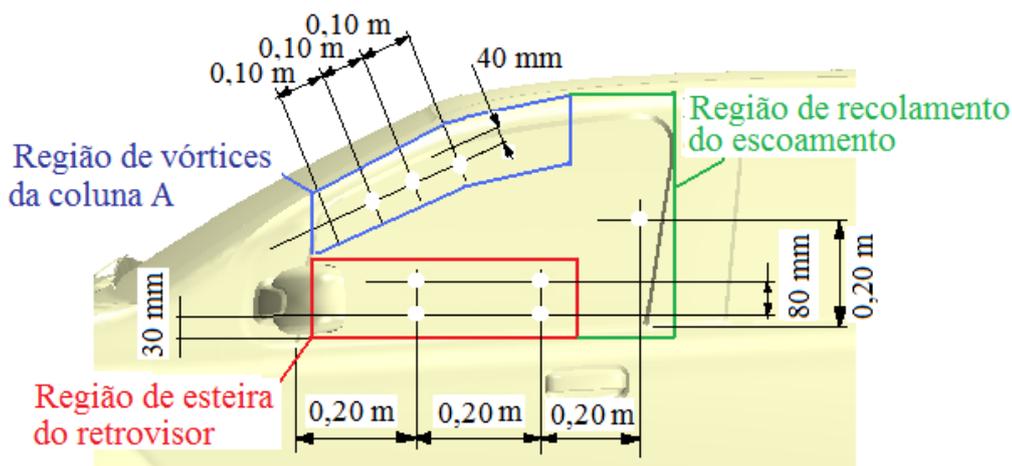


Figura 4.14 – Esquema de posicionamento dos microfones nas regiões de escoamento

4.11.3 Variação do ângulo de incidência do escoamento

Efeito quanto à variação do ângulo do escoamento no ruído gerado nestas fontes também foi avaliado seguindo o mesmo critério adotado na avaliação do buffeting, conforme descrição no item 4.9.2. O veículo foi avaliado variando os ângulos em $+10^\circ$ e -10° .

4.11.4 Efeito dos contornos e frestas

Um método bastante prático para individualização de fontes de ruído aerodinâmico, o qual foi utilizado neste trabalho, consiste na vedação de todos os contornos e junções existentes na carroceria externamente, conforme ilustrado na Figura 4.15. A diferença entre as curvas na condição de origem e após vedação foi denominado aqui de resíduo. Pretende-se com isto obter meios que possibilitam distinguir a parcela de ruído causada unicamente pela forma do retrovisor. Esta vedação foi feita aplicando fita adesiva 3M com superfície lisa em todos os contornos da carroceria. Desta forma todas as pequenas frestas, como acoplamento

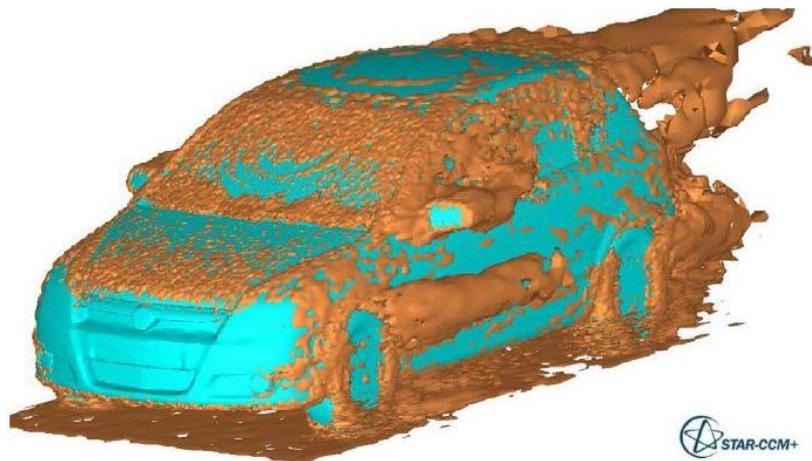
do retrovisor, maçanetas, junções de portas, junções de guarnições dos vidros, entre outros, as quais são também consideradas como fortes fontes de ruído aerodinâmico, tiveram seus efeitos minimizados.



Figura 4.15 – Procedimento realizado na vedação dos contornos próximos ao retrovisor

Capítulo 5

Simulação de Ruído Aerodinâmico Veicular Baseado em CFD



Identificação de fontes de ruído aerodinâmico de um veículo utilizando simulação numérica CFD (Fonte: CD Adapco, 2010)

5.1 Introdução

Simulação numérica de aeroacústica utilizando o método de volumes finitos CFD tem se tornado, nos últimos anos, de grande utilidade no âmbito da indústria automobilística, especialmente com avanço dos recursos computacionais. Conforme abordado nas seções anteriores, a principal motivação para o uso desta ferramenta consiste em prever, em fase inicial de projeto e anteriormente a construção de modelo físico, possíveis problemas relacionados ao ruído aerodinâmico possibilitando correções antes mesmo da construção dos ferramentais de estampagens da estrutura e carroceria. Outra forte motivação para o uso desta ferramenta consiste na economia na fase de desenvolvimento que pode ser obtida na redução do número de ensaios experimentais, além de reduzir o número de protótipos, cuja fabricação

é extremamente cara. Finalmente, a simulação CFD proporciona facilidade em adotar variações nos parâmetros de escoamento para uma mesma configuração avaliada, e da mesma forma, modificações nas geometrias implementadas em um modelo numérico, impondo as mesmas condições de contorno de um ensaio para o outro, tudo isto sem a necessidade de construção de protótipos físicos, oferecendo boa confiabilidade em resultados comparativos.

Por estes motivos pretende-se, nesta etapa do trabalho, simular o ruído aerodinâmico de um veículo em escala real, mirado no fenômeno *buffeting* reproduzido pela abertura de uma das janelas e nas fontes de ruído gerado na região do retrovisor lateral externo e da coluna A, de forma a capturar os fenômenos causadores de ruído destas fontes e quantificar sua energia acústica. Pretende-se também, com esta metodologia, obter informações neste campo da aeroacústica veicular, que abrange desde a compreensão dos fenômenos responsáveis pela geração de ruído destas três fontes, que ocorre externamente, até a propagação de ruído para o interior do habitáculo e amplificação do ruído devido à ressonância de cavidade interna, no caso do ruído de *buffeting*. Isto será feito por meio de uma criteriosa análise numérica qualitativa e quantitativa, tanto em termos de frequência como nível de pressão sonora (NPS).

Dentro deste contexto, serão apresentadas neste capítulo todas as etapas da metodologia empregada nesta simulação o qual será utilizado método da dinâmica do fluido computacional CFD. Em todo processo de simulação, envolvendo desde a preparação da geometria virtual do modelo numérico, geração de malhas, até o pós-processamento, será utilizado como ferramenta computacional o software comercial STAR-CCM+.

5.2 Metodologia de Simulação CFD

De forma global, existem três fases envolvidas em uma simulação típica de CFD. Desta forma, a metodologia de simulação CFD que será abordada nas seções subsequentes seguirá o fluxo de trabalho conforme fluxograma na Figura 5.1:



Figura 5.1 – Fluxograma representando as três etapas de simulação CFD

O pré-processamento é a primeira fase na simulação onde modela-se todo o caso. A confiabilidade dos resultados dependerá da qualidade do modelo numérico que será estudado e o quanto ele representa uma situação real, bem como na exatidão dos parâmetros físicos inseridos neste modelo. Esta etapa será subdividida nos seguintes passos, conforme indicado no fluxograma na Figura 5.2.

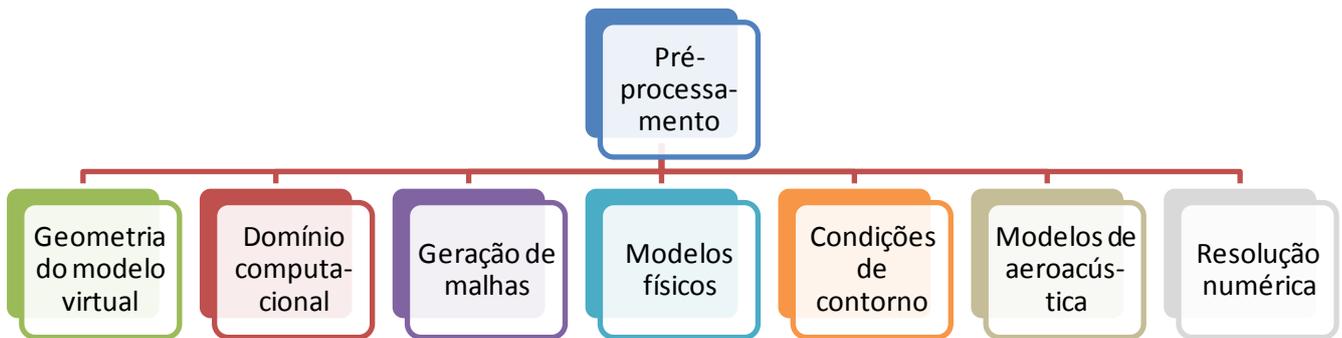


Figura 5.2 – Fluxograma das principais etapas de pré-processamento na simulação CFD

A estratégia adotada neste trabalho envolve duas etapas das quais se considera fundamental para otimização do processo de simulação, tendo em visto que simulações de CFD, principalmente no campo da aeroacústica, são bastante exigentes do ponto de vista computacional. A ideia principal é de reduzir ao máximo o tempo de resolução da simulação realizando uma primeira etapa considerando modo estacionário e posteriormente uma segunda etapa considerando modo transiente.

Em uma primeira aproximação foi executada uma análise estacionária baseado na metodologia RANS, onde foi utilizado modelo de fonte de ruído de banda larga. Desta análise se obtém um prévio conhecimento da localização das fontes de ruído e qual o nível de refinamento de malha é necessário para capturar faixas maiores de frequências de interesse. Outro fator importante foi em verificar se os valores de y^+ se encontram dentro de uma faixa válida para simulações em aeroacústica. Simulações requerem normalmente repetitivos ciclos de cálculos até que seja atingido um modelo válido com uma boa correlação com o experimental. Procura-se neste caso, o máximo de acerto dentro de uma solução estacionária, o qual requer bem menor tempo de cálculo em relação ao transiente. Sendo assim, quanto

maior for o acerto alcançado no modo estacionário, menor será o tempo de solução final do caso.

Após reformulação do modelo foi executada, na segunda e última aproximação, uma análise transiente. O modelo selecionado para este fim foi baseado na aproximação DES híbrida de RANS e LES. O fluxo de trabalho, considerando estes fatores, segue o fluxograma conforme Figura 5.3.



Figura 5.3 – Fluxograma representando etapas para otimização do processo de simulação CFD

Na segunda fase, denominada de resolução CFD propriamente dito, o modelo foi submetido ao processamento de dados. Esta etapa demanda um grande número de processadores para resolução numérica do caso. Para isto, usa-se uma estação de trabalho com vários núcleos de processadores integrados.

No pós-processamento, terceira e última fase da simulação, os resultados foram expostos para uma análise qualitativa e quantitativa, em forma de gráficos e mapas 3D vetoriais e escalares.

5.3 Pré-processamento

Uma ampla variedade de parâmetros são, normalmente, disponíveis em forma de ferramentas quando se utiliza programas comerciais de simulações CFD. Citam-se como exemplos, diferentes modelos de malhas com várias opções na forma com que estas malhas são geradas ao longo do domínio, diferentes tipos de modelos de turbulência, imposição das condições de contornos, definição de parâmetros e tipos de *solvers*, além dos valores inerentes as propriedades do meio envolvendo parâmetros físicos, temporais e espaciais a ser inserido nas variáveis das equações, o que requer do usuário destes programas um profundo conhecimento dos fenômenos envolvido na simulação, neste caso, envolvendo mecânica dos

fluidos e aeroacústica. A escolha dos melhores parâmetros aplicados em cada caso particular irá definir a precisão dos resultados e a velocidade de cálculo. Serão apresentados neste tópico cada fase do pré-processamento, englobando todos os parâmetros numéricos utilizados na definição da metodologia de simulação aeroacústica neste trabalho. Conforme proposta de trabalho desta tese, a metodologia será mirada na caracterização de fenômenos de *buffeting* e nas fontes de ruído aerodinâmico do retrovisor e da coluna A. Basicamente serão adotados os mesmos critérios na simulação destas fontes, entretanto, tendo em vista algumas diferenças de características do ruído aerodinâmico que envolvem cada uma destas fontes, em termos de faixa de frequência, qualidade da malha exigida, domínio computacional, a simulação destas fontes será tratada de forma separada em duas etapas, sendo uma mirada no *buffeting* e outra no retrovisor e coluna A.

5.3.1 Geometria virtual do modelo numérico

A geometria virtual do modelo a foi será utilizada nesta simulação corresponde a uma representação exata do veículo de produção avaliado experimentalmente. Para simulação do ruído de *buffeting*, o modelo representa ainda todo compartimento interno. A geometria completa, tanto externa como interna deste veículo foi modelada em escala real utilizando o software de CAD G, conforme Figura 5.4.



Figura 5.4 – Geometria do veículo virtual

5.3.2 Domínio computacional

Para simulação do escoamento aerodinâmico sobre o veículo, o modelo foi posicionado no interior de um paralelepípedo representando um túnel de vento virtual. O

critério para dimensionamento deste túnel foi estabelecido de forma a garantir uma distância suficiente em todo domínio computacional, tanto em termos de desenvolvimento do escoamento livre a partir da entrada do túnel até atingir o veículo, como também na dissipação da esteira formada na saída do veículo até a saída do túnel. Desta maneira, foi adotado um fator aproximado de 6 vezes o comprimento do veículo na distância entre entrada do túnel e linha frontal do veículo e 9 vezes o comprimento do veículo na distância entre a saída do túnel e linha traseira do veículo. A largura e altura total do túnel compreendem a relação de 25 e 17 vezes os comprimentos do veículo nas respectivas coordenadas. As dimensões do túnel completo compreendem, portanto, o comprimento $L = 65\text{ m}$, largura $B = 40\text{ m}$ e altura $H = 20\text{ m}$, ilustrado na Figura 5.5. Adotou-se como padrão as coordenadas X, Y e Z no sistema cartesiano para as direções longitudinal, transversal e vertical respectivamente.

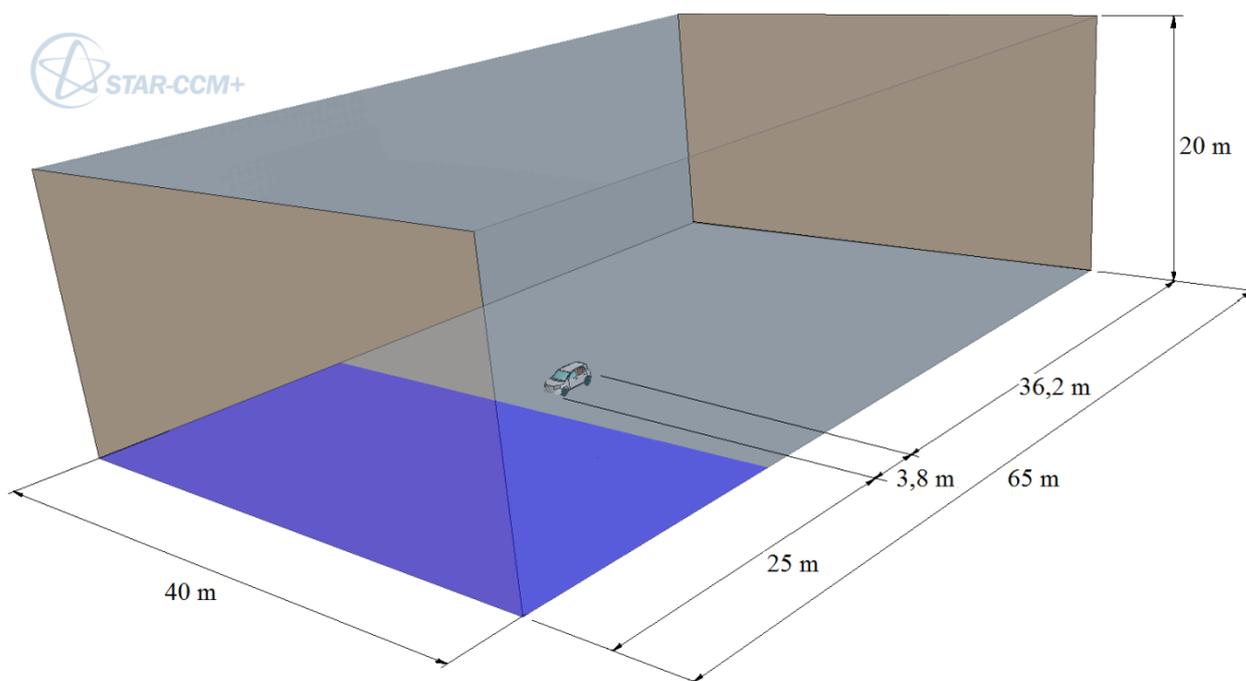


Figura 5.5 – Representação do túnel de vento virtual

Na caracterização do *buffeting*, o domínio inclui, além de toda a geometria externa, também no compartimento interno completo do veículo. A interface entre o fluido estagnado no compartimento interno e o escoamento dinâmico externo foi feita através da abertura da janela lateral posterior lado esquerdo para reprodução do ruído de *buffeting*. Optou-se pela

escolha de abertura da janela traseira devido a maior energia acústica de *buffeting* emitida nesta condição, mesmo critério adotado nas provas experimentais.

A geometria virtual do modelo utilizado para caracterização desta fonte de ruído encontra-se ilustrado na Figura 5.6.



Figura 5.6 – Geometria virtual representando o domínio interno e externo do veículo

De forma a simplificar o modelo, não foi considerada nesta simulação a inclusão de ocupantes no compartimento interno do veículo. De forma geral, a inclusão de passageiros reduz o volume interno do compartimento e, conseqüentemente, alterando a frequência dos modos acústicos de cavidade. Sovani et al. (2005), avaliou os efeitos causados por estes fatores no comportamento do ruído de *buffeting* de um modelo SUV. Neste estudo, foi constatada pouca influência devido à presença de ocupantes internos exceto no caso em que foi avaliado com o número total de ocupantes (neste caso, 07 ocupantes). Uma vez que, os testes experimentais foram realizados com a presença de 02 ocupantes no interior do veículo, optou-se pela não inclusão de ocupantes.

O compartimento interno do veículo também é composto de aberturas internas que comunicam o interior do habitáculo com o meio externo. Enquadra-se nesta categoria a presença de uma válvula de aeração que possui a função de alívio de pressão interna no ato do fechamento das portas e exaustão do ar do sistema de ventilação, bem como todos os difusores de ar do sistema de ventilação interno. Dentro deste contexto, considera-se também importante, em particular neste modelo por se tratar de um veículo hatch, a interface entre o

compartimento interno com o vão da porta malas. Neste tipo de veículo, esta interface é feita através de uma tampa móvel, que não possui total fechamento entre o volume interno do habitáculo com o volume do porta malas. Entretanto, estas aberturas são consideradas pequenas em relação ao volume total do veículo. Sovani et al. (2005) avaliou, também através de simulação numérica de ruído de *buffeting* sobre um modelo SUV, o efeito devido à abertura da válvula de alívio. Neste estudo, Sovani verificou pouca influência desta abertura no ruído de *buffeting*. Sendo assim, para efeito de simplificação e, baseado nestas considerações, todo o compartimento interno do veículo foi modelado totalmente selado, exceto pela abertura da janela lateral para reprodução do ruído de *buffeting*.

Dentro deste contexto, a absorção dos materiais no interior do veículo também merece atenção. Na prática, o interior do veículo possui a maior parte da área da superfície constituída de materiais absorvivos que se encontram nos bancos, revestimentos do pavimento, das portas e no forro do teto. Mendonça et al. (2005) demonstrou por meio de simulação que a superfície absorviva interna de um veículo, na caracterização de ruído de *buffeting*, possui efeitos relevantes apenas em frequência acima de 100 Hz. Esta faixa de frequência está bem acima da que ocorre no *buffeting*, motivo pelo qual, para efeito de simplificação, as paredes internas foram assumidas como totalmente reflexivas. Estes efeitos foram investigados por Mendonça, por meio de abordagem aeroacústico híbrido, através do acoplamento entre o escoamento e a superfície acústica usando dois sistemas CAE diferentes usando STAR-CD (um código de CFD comercial) e SYSNOISE (um código de propagação acústica comercial). O escoamento instável e, conseqüentemente, as fontes de ruído aerodinâmico foram resolvidas por CFD via STAR-CD. A saída destes dados transitórios foi usada para compilar fontes dipolos equivalentes em SYSNOISE onde são propagadas ondas sonoras levando em consideração efeitos de impedância com e sem superfície absorviva. Com base nestes resultados, nesta simulação numérica, foram assumidas para efeito de simplificação as paredes como solida reflexivas.

Finalmente, as paredes internas do veículo, além da superfície com propriedades absorvivas, a impedância estrutural também apresenta importância neste quesito, pois não são totalmente rígidas. Neste contexto, Mendonça et al. (2011), avaliou sobre um modelo genérico de veículo o efeito da impedância da tampa do teto solar no ruído de *buffeting*, variando três tipos diferentes de configuração de material. Mendonça demonstrou ligeira alteração do comportamento do *buffeting* em função da variação de rigidez destes materiais, tendo, portanto influência de pequena parcela da impedância estrutural da parede, o que

reforça a necessidade de inclusão destas propriedades na simulação. A metodologia utilizada por Mendonça foi baseada no acoplamento bifásico do escoamento, entre mecânica dos fluidos e a mecânica estrutural implicitamente acoplados no mesmo código CFD. Entretanto, uma abordagem desta natureza torna o processo ainda mais caro computacionalmente. Como o principal objetivo deste trabalho é buscar uma metodologia mais prática do ponto de vista de aplicação industrial, portanto, nesta simulação foi assumida para efeito de simplificação as paredes como solida, totalmente rígida e reflexiva.

Todos estes fatores combinados podem alterar o campo sonoro no interior do veículo, em termos de frequência do modo natural da cavidade e na amplitude do ruído *buffeting*, portanto, espera-se nos resultados da simulação alguma discrepância em relação aos dados experimentais. Seguindo o raciocínio exposto acima, a representação de todas estas características no modelo para simulação do *buffeting*, também apresentam elevado custo computacional. Mendonça (2013) propôs um método experimental, através de estudo de simulação de *buffeting* realizado em modelo genérico de veículo, para levantamento do coeficiente de amortecimento no interior da cavidade. Os parâmetros obtidos com este coeficiente foram introduzidos na simulação para correção dos resultados em termos de nível de pressão sonora e da frequência do *buffeting*. Entretanto, este tipo de abordagem também está fora do escopo deste trabalho, uma vez que pretende-se, nesta etapa, caracterizar o *buffeting* de um veículo unicamente com método numérico.

Na caracterização de ruído gerado pelo retrovisor e da coluna A, a simulação foi realizada considerando no modelo apenas a superfície externa do veículo. Nesta simulação, o domínio foi repartido ao meio no centro por meio de um plano simétrico vertical, conforme Figura 5.7. Este método é aplicado em situações em que a geometria que se pretende simular é simétrica. Desta forma, a solução que é obtida na metade do domínio, com um plano simétrico, é a mesma que seria obtida com o espelhamento da malha considerando todo domínio, tendo portanto, considerável redução do tempo computacional.

De forma global, comum aos dois processos de simulação, o modelo também não inclui, no domínio, o conjunto motopropulsor e os componentes e sistemas agregados ao motor, como sistema de arrefecimento e sistema de aspiração. Sendo assim, a grade frontal do veículo, bem como a abertura inferior do vão do motor foram fechados, fazendo do compartimento interno do vão motor um volume totalmente selado. Externamente, nas regiões abaixo do pavimento, também não foram incluídos no modelo o sistema de escapamento e

suspensão. Justifica-se pela simplificação adotada no modelo, visto que o efeito destes componentes em relação às fontes de ruído aerodinâmico que se pretende estudar neste trabalho foram assumidos insignificantes.

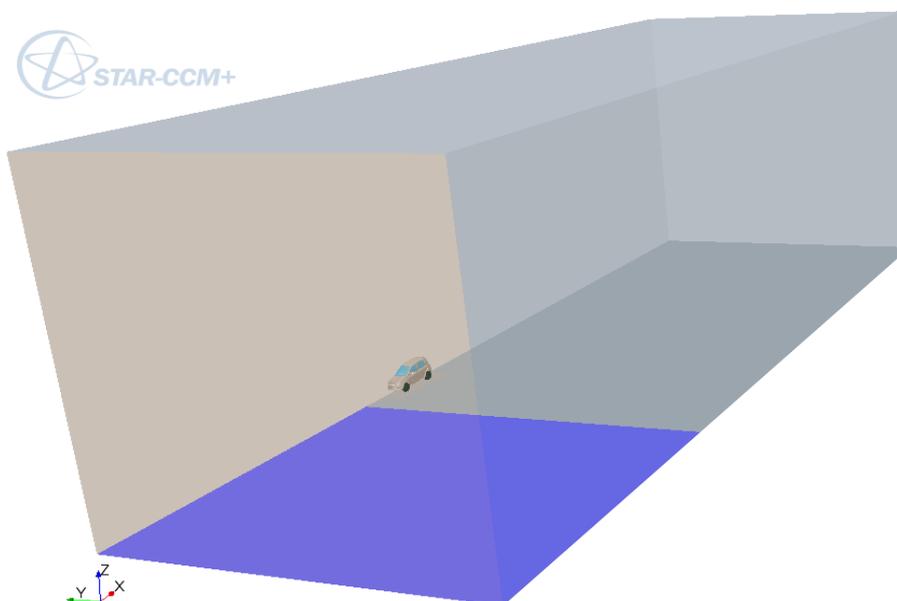


Figura 5.7 – Representação simétrica do semi modelo do túnel de vento virtual

5.3.3 Condições de contorno

Em geral, as perturbações advindas do escoamento na aerodinâmica tendem a se dissiparem muito rapidamente para longe da sua fonte de geração. Na aeroacústica, por outro lado, as ondas sonoras decaem muito lentamente e atingem os limites de um domínio finito estabelecido no modelo e são refletidas de volta no interior do domínio. Este efeito indesejado pode “contaminar” a solução numérica, conduzindo a resultados imprecisos. Portanto, em simulações de aeroacústica, devem ser impostas condições de contorno de radiação nos limites externos artificiais auxiliando na prevenção desta reflexão (Tam, 2006 e Colnius et al., 2004). Neste sentido, o domínio estabelecido na simulação em torno do veículo deve representar, ao máximo, a condição de campo livre. Existem diferentes métodos para tal tipo de tratamento, disponíveis nos programas comerciais. Uma técnica eficaz para evitar reflexão de ondas acústicas, comumente utilizada, consiste em acrescentar uma região de amortecimento nos limites, como por exemplo, implementar uma região de “buffer” que numericamente cancela as ondas de pressão impedindo a reflexão (Ashcroft, 2003). No presente trabalho de simulação, foi utilizado nos limites de entrada e saída do domínio a

condição de escoamento livre, disponível no código STAR-CCM+. Esta condição, utilizável apenas com formulação de gás ideal, é considerada adequada para aplicação em simulações de aeroacústica, uma vez que perturbações de incidências unidimensionais (isto é, normal) não são refletidas.

A condição dinâmica imposta nesta simulação, tanto na fase estacionária como transiente, foi representando o veículo em situação usual, na qual foi imposta velocidade de 100 km/h (27,8 m/s) na direção longitudinal. Em termos adimensionais, equivale ao número de Mach $M=0,08$. Esta condição foi imposta tanto na entrada do túnel como na saída. Entende-se que, uma vez validado o modelo nesta condição, fornecerá todo o suporte para simulação em qualquer velocidade dentro de uma faixa operacional do veículo, a fim de se conhecer o comportamento do veículo quanto ao ruído aerodinâmico em função da variação da velocidade. O procedimento para introduzir uma rampa variando a velocidade pode ser facilmente implementada no processo de simulação, entretanto, uma simulação desta magnitude está fora do escopo deste trabalho, dado o enorme tempo computacional requerido nos cálculos. O ângulo de incidência do escoamento simulado nestas duas condições foi de 0° .

Uma vez que o túnel completo é representado no modelo, onde efeitos devido ao ambiente fechado são importantes, foi imposta nas laterais e teto do túnel, a condição de parede deslizante. Tal condição representa uma superfície impenetrável, com tração livre, ou seja, a força de cisalhamento viscoso na fronteira da superfície da parede é nula, negligenciando, portanto qualquer efeito da camada limite. Outro fator importante considerado é que, em uma situação real, o veículo se move e o escoamento permanece estagnado. Entretanto, em uma simulação de aeroacústica, a condição é contrária, onde o veículo permanece estático e o escoamento interage dinamicamente com o veículo. Visando representar a mesma situação, condições particulares foram impostas no piso do túnel. Neste caso, a plataforma foi subdividida em duas regiões, uma anterior ao veículo, onde foi imposta a condição de simetria com deslizamento e outra região abaixo e anterior ao veículo, como superfície sem deslizamento. Em toda superfície externa do veículo foi considerada perfeitamente rígida, onde foi imposta condição de não deslizamento. Encontra-se na Figura 5.8 indicação das condições de contorno utilizadas neste trabalho de simulação. Na simulação do ruído de retrovisor e da coluna A, o modelo difere apenas no plano imaginário utilizado para divisão do domínio, o qual foi imposto condição de simetria com deslizamento livre. Um resumo das condições de contorno aplicadas em cada região é apresentado na Tabela 5.1.

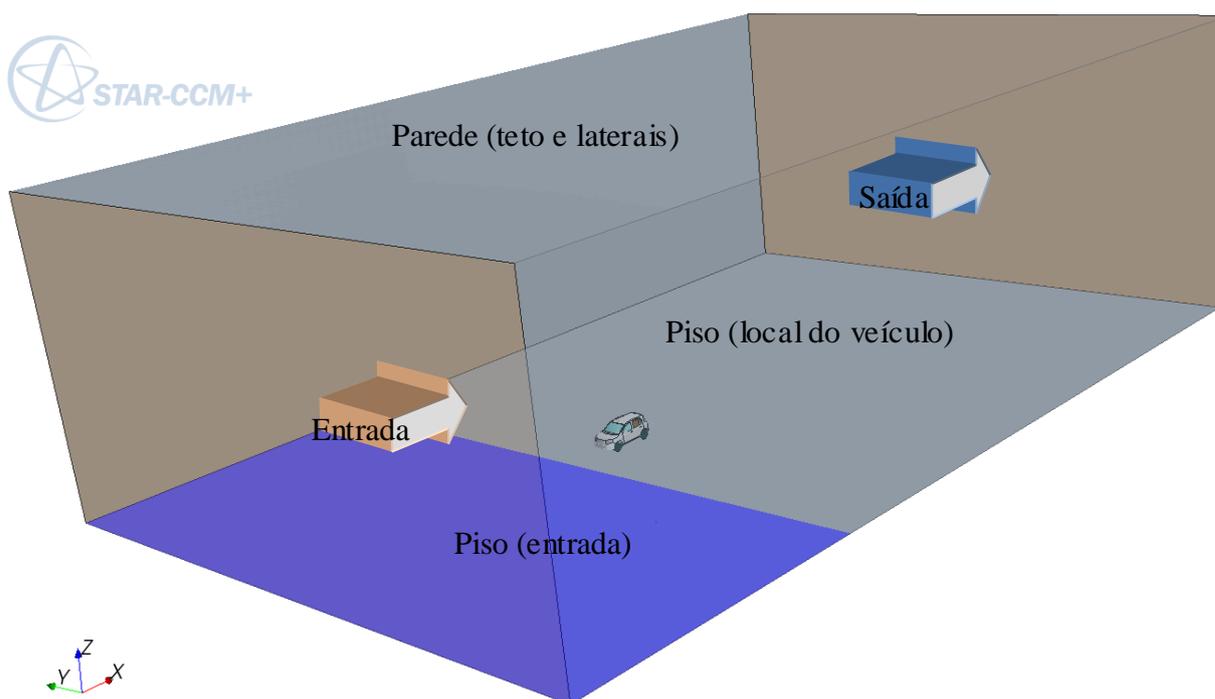


Figura 5.8 – Condições de contorno do domínio

Tabela 5.1 – Condições de contorno

Domínio	Condições de contorno	Valor
Entrada	Escoamento livre	$M = 0,08$
Saída	Escoamento livre	$M = 0,08$
Laterais do túnel	Parede	Deslizamento livre
Teto do túnel	Parede	Deslizamento livre
Piso do túnel (entrada)	Simetria	Deslizamento livre
Piso (local do veículo)	Parede	Não deslizamento
Superfície interna veículo	Parede	Não deslizamento
Superfície externa veículo	Parede	Não deslizamento

5.3.4 Geração de malhas

Em uma simulação de CFD, a utilização das equações que governam o movimento do fluido requer uma total discretização do domínio envolvendo todo volume de controle. A discretização do domínio resulta na formação de uma malha computacional, sobre a qual as equações de transporte são resolvidas. A qualidade da malha gerada na simulação é um fator determinante para êxito na resolução do caso, tanto em termos de escolha de um modelo adequado para determinada geometria como no dimensionamento desta malha. Basicamente, são disponíveis três modelos de malhas nos programas comerciais, malha poliédrica, malha tetraédrica e malha cúbica. Os dois primeiros modelos se caracterizam por formação de malhas não estruturadas e a última por malha estruturada. De uma forma geral, todos os três modelos se aplicam na simulação de aeroacústica, porém cada modelo apresenta vantagens ou desvantagens em relação à outra, dependendo da complexidade da geometria, em termos de dissipação numérica, velocidade de convergência, exigência de memória no processamento e qualidade da superfície. Nesta simulação, optou-se por utilizar modelo de malha cúbica (também denominada *trimmer*). Este modelo consiste em um método robusto e eficiente na geração de malhas com alta qualidade, mesmo em situações em que geometrias são bastante complexas. O modelo é também favorável em relação ao modelo tetraédrico devido a dissipação numérica associadas com malhas tetraédricas (Mendonça et al., 2005). Este fator é de particular importância quando se utilizado LES e, especificamente, em simulações aeroacústicas, visto que a dissipação numérica provoca decaimento da flutuação turbulenta que LES resolve, comprometendo nos resultados de banda larga em alta frequência. Sendo assim, o modelo cúbico combina a facilidade de uso associado ao processo de geração de malhas tetraédrica, enquanto que, em grande parte eliminando suas características numéricas prejudiciais.

É desejável que a malha seja extremamente refinada em torno de toda superfície do veículo de forma que seja altamente resolvida, porém uma abordagem desta magnitude está fora do alcance prático desta simulação, em função do elevado esforço computacional requerido dado à extensão da geometria do modelo de um veículo, envolvendo toda superfície externa e, no caso de simulação do *buffeting*, também interna. Por outro lado, a qualidade da malha volumétrica gerada em etapa posterior, dependerá da qualidade da malha da superfície. Uma malha grosseira aplicada em uma região complexa, por exemplo, acarreta em perda de detalhes importantes da geometria que certamente influenciarão nos resultados da simulação. De forma a encontrar um razoável compromisso entre tamanho de célula e precisão da

solução, foram aplicados refinamentos de malhas em algumas regiões específicas. Toda a superfície do veículo foi modelada com um significativo nível de detalhes, mantendo tamanho de célula que variou entre 6 a 12 mm. Em regiões de menores dimensões ou que apresentam maiores detalhes geométricos, principalmente nos componentes que são alvos de investigação aeroacústica deste trabalho, como os retrovisores externos, colunas dianteiras e região da abertura da janela traseira, foram adotados tamanhos menores entre 2 a 4 mm.

Na sequência, outra importante etapa na qual deve ser definida com bastante critério é a camada próxima das paredes, envolvendo espessuras da camada limite. Segundo Davidson (2005), em simulações que envolvem modelamento LES, requer uma exata resolução da estrutura de malha próxima da parede, i.e., na camada limite, onde o escoamento é dominado pela viscosidade. Davidson recomenda valores adimensionais da camada limite para $y^+ \approx 1$, $\Delta x^+ \approx 20$ e $\Delta z^+ \approx 100$, em que y^+ denota a espessura adimensional da camada limite dada por:

$$y^+ = \frac{u_* y}{\nu} \tag{5.1}$$

sendo u_* a velocidade de fricção na parede, y a distância mais próxima da camada limite na parede e ν a viscosidade cinemática local. Da mesma forma Δz^+ e Δx^+ denotam as distâncias adimensionais nas direções de escoamento transversal e longitudinal respectivamente. Esta resolução tornará possível capturar estruturas turbulentas próximos da parede na subcamada viscosa e diminuir problemas de difusões numéricas. Entretanto, este requisito de resolução é a principal razão para o elevado custo exigido por simulações LES, fator este que será determinante na escolha do modelo, nos tópicos subsequentes, que será utilizado neste trabalho.

Para se atingir a resolução requerida nesta região, além de minimizar a difusão numérica na região próxima da parede, foi utilizado um recurso do programa STAR-CCM+, que consiste na geração de uma grade de malhas prismáticas nas proximidades da parede. A espessura das camadas de prismas próximos à superfície possui impacto direto sobre os valores de y^+ do fluido. Esta grade foi composta de uma camada com 8 mm de espessura total subdivididas em 12 camadas, sendo a primeira, próxima à parede, definido uma espessura de 0,05 mm. Foi imposto um fator de crescimento com progressão geométrica que calcula a distribuição de espessura adequada das demais camadas subsequentes

(automaticamente entre a camada mais próxima da parede e o início da malha volumétrica), de modo que a última camada desta grade possua valor próximo da espessura da malha volumétrica mais próxima.

Em se tratando de geração da malha volumétrica em todo domínio, o processo requer também alto refinamento em regiões nas quais se deseja capturar fontes de escoamento aerodinâmico. Neste estudo de caso, as regiões de interesse são o retrovisor externo lado esquerdo e coluna dianteira (coluna A) e, em particular para o *buffeting*, a região de abertura da janela posterior, coluna central e todo volume do compartimento interno do veículo. Para isto, foi aplicado o método de geração de malha volumétrica em diferentes níveis de refinamento, por meio de um controle volumétrico em forma de paralelepípedo nas regiões onde predominam escoamentos instáveis, ou regiões de esteiras, responsáveis pela geração de ruído aerodinâmico, garantindo, portanto volume suficientemente refinado para captura destas fontes.

Na simulação do *buffeting*, o primeiro controle volumétrico foi aplicado em toda a cavidade interna do veículo. O dimensionamento desta malha foi feito de forma a discretizar ondas sonoras propagadas no interior da cabine, responsáveis pela geração do fenômeno *buffeting*. O critério na definição do comprimento da malha foi baseado na formulação para discretização espacial e temporal de segunda ordem, tendo como referência um valor satisfatório de discretização mínimo de 20 pontos por comprimento de onda λ , baseado na equação $\lambda = c/f$ sendo o comprimento de malha $\Delta x \leq \lambda/20$, deve satisfazer a condição de $\Delta x \leq c/20f$ (STAR-CCM+, 2013). Para uma análise dentro da faixa de frequência máxima de 200 Hz, foi definido no interior do habitáculo comprimento mínimo de malha equivalente a $\Delta = 20,0$ mm. Entende-se que esta faixa de frequência de análise engloba com bastante folga a frequência do primeiro modo responsável pela geração do *buffeting* que ocorre, em um veículo real, em torno de 20 Hz, baseado nas informações extraídas dos trabalhos realizados por Sovani et al., (2004) e Mendonça et al. (2003), além dos outros modos de cavidade, que ocorrem em frequências múltiplas à fundamental. O segundo controle volumétrico foi aplicado na região abrangendo a abertura da janela lateral traseira lado esquerdo. Nesta região foi adotado comprimento de malha de 4 mm, com refinamento o suficiente para capturar fenômenos de separação da camada cisalhante passando pela abertura da janela responsável pela geração de flutuações periódicas da pressão no interior da cabine. O terceiro controle volumétrico foi aplicado na região de interface entre o domínio externo e a região da abertura da janela, com tamanho de célula de 20,0 mm. Este escalonamento contribui

significativamente no desenvolvimento do escoamento livre desde sua entrada no túnel até atingir o veículo e, conseqüentemente à fonte de ruído, de forma gradativa e suave. Nas Figuras 5.9 e 5.10 são ilustrados, a título de demonstração, os detalhes de refinamento de malha na região da entrada da janela aberta e do refinamento na região interna do veículo, respectivamente. O número de células geradas em todo domínio totalizou 27.928.250 células.

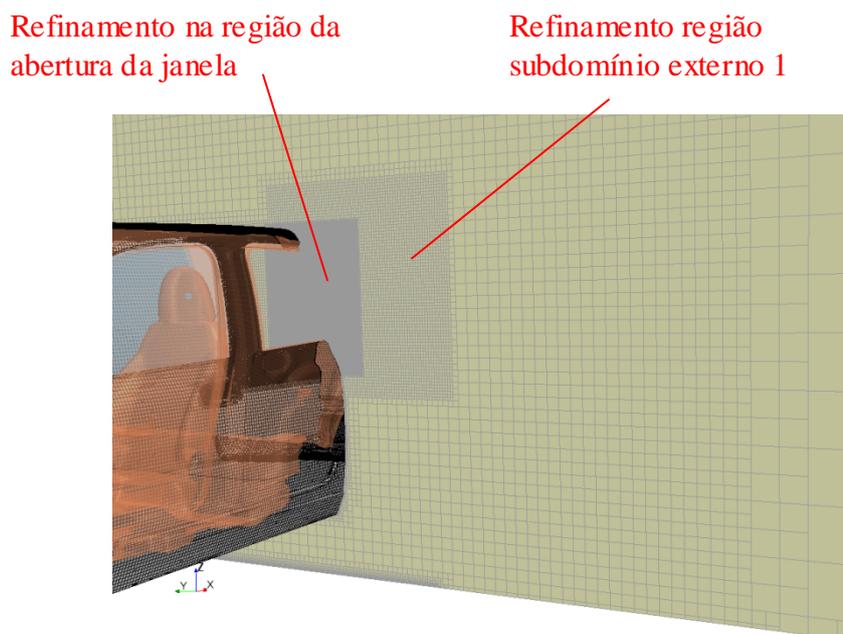


Figura 5.9 – Detalhamento do refinamento de malha na região da entrada da janela aberta

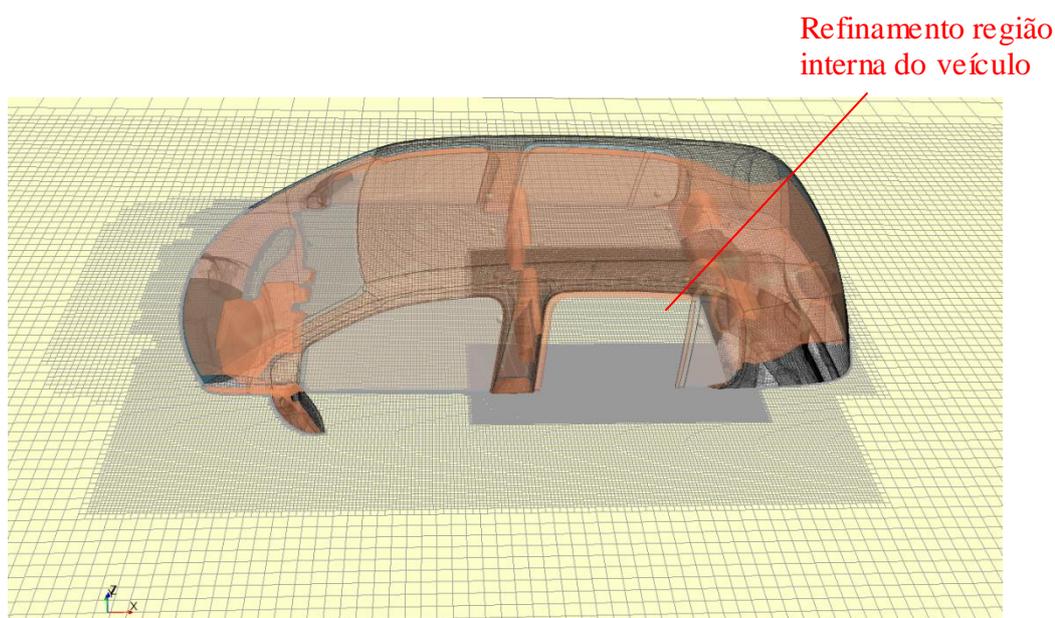


Figura 5.10 – Detalhamento do refinamento de malha na região interna do veículo

Seguindo o mesmo critério de refinamento, na simulação do ruído aerodinâmico do retrovisor e da coluna A, onde o foco é na região externa ao veículo, foram aplicados controles volumétricos nas regiões envolvendo as duas fontes. Neste caso, foi adotado um controle volumétrico em forma de cilindro envolvendo toda região de formação dos vórtices em torno da coluna A e outro controle volumétrico em forma de paralelepípedo envolvendo toda região da esteira formada pelo retrovisor. Visto que se torna necessário capturar fenômenos que são associados às estruturas turbulentas da esteira formada pelo retrovisor e vórtices formados pela coluna A, responsáveis pela geração de ruído que se caracteriza por ocorrer em faixas de altas frequências, estas regiões foram refinadas com maior nível de detalhes. O comprimento de célula adotado nestas duas regiões foi de $\Delta = 3$ mm, o suficiente para capturar fenômenos dentro de uma faixa de frequências de interesse abrangendo uma banda até 4000 Hz. Na região de interface entre o domínio externo e estas duas regiões foi adotado tamanho de célula de 8,0 mm.

Nas Figuras 5.11 e 5.12 são demonstradas detalhamentos do refinamento de malha nas regiões da coluna A e do retrovisor em vistas de cortes transversal e longitudinal do domínio, respectivamente, após a geração de malha. Em todo domínio foram geradas 13.287.748 células.

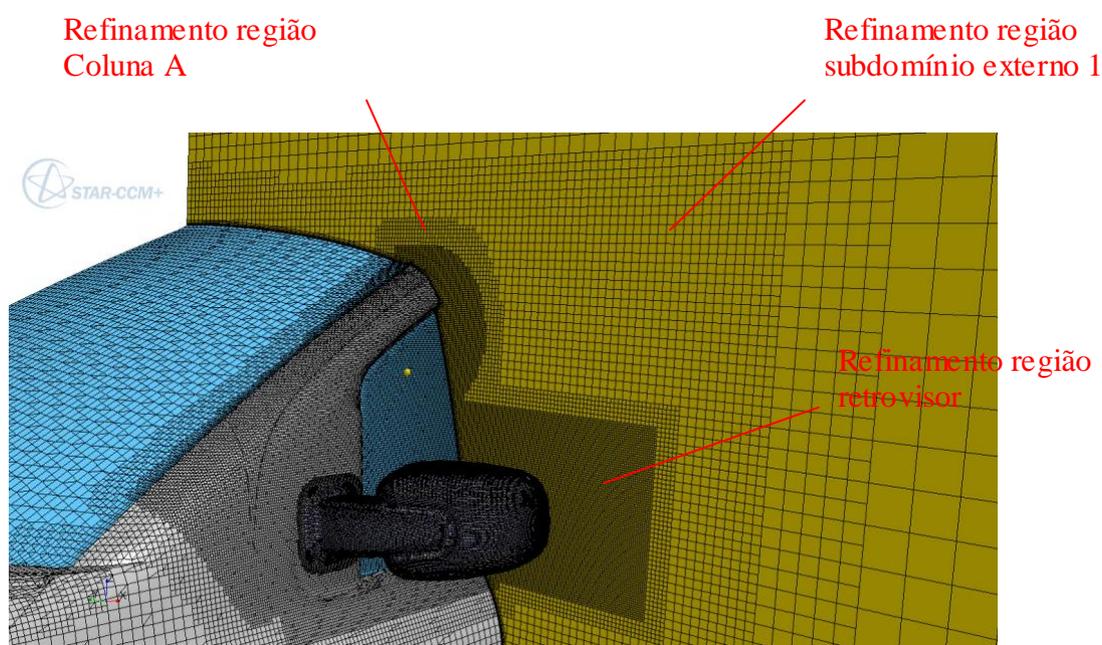


Figura 5.11 – Vista em corte transversal do túnel ilustrando detalhamento do refinamento de malha nas regiões da coluna A e do retrovisor

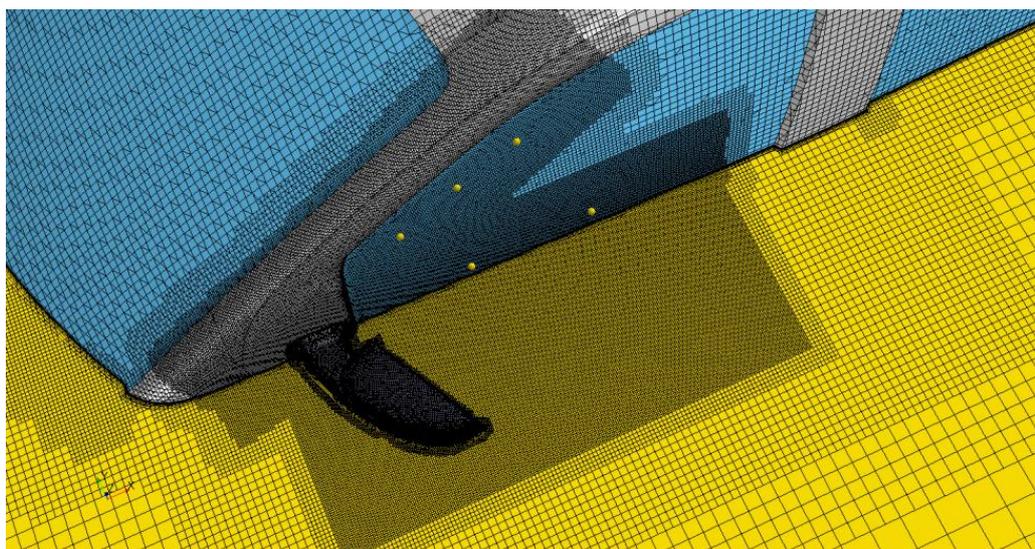


Figura 5.12 – Vista em corte longitudinal do túnel ilustrando detalhamento do refinamento de malha nas regiões da coluna A e do retrovisor

Nas demais regiões do domínio do túnel de vento virtual, em campo distante do veículo onde compromissos com aeroacústica são relativamente baixos, a região foi modelado com malhas bastante grosseiras adotando comprimento $\Delta = 864,0$ mm, extremamente grande em relação às dimensões das células nas proximidades das fontes de ruído do veículo. Visando reduzir efeitos causados por esta disparidade, foram aplicados adicionalmente dois subdomínios de refinamentos no túnel, sendo o maior com tamanho de $\Delta = 240,0$ mm e outro menor internamente com tamanho de $\Delta = 60,0$ mm, ilustrados nas respectivas Figuras 5.13 e 5.14 em vistas de cortes transversal e longitudinal do túnel de vento virtual. O mesmo procedimento foi adotado na modelagem do subdomínio para simulação do ruído de retrovisor e coluna A. Nas Tabelas 5.2 e 5.3 encontram-se as descrições do dimensionamento dos subdomínios e dimensionamento das estruturas de malhas geradas nos modelos das simulações do *buffeting* e ruído das fontes externas respectivamente.



Figura 5.13 – Vista em corte transversal ilustrando geração de malha em todo domínio do túnel virtual

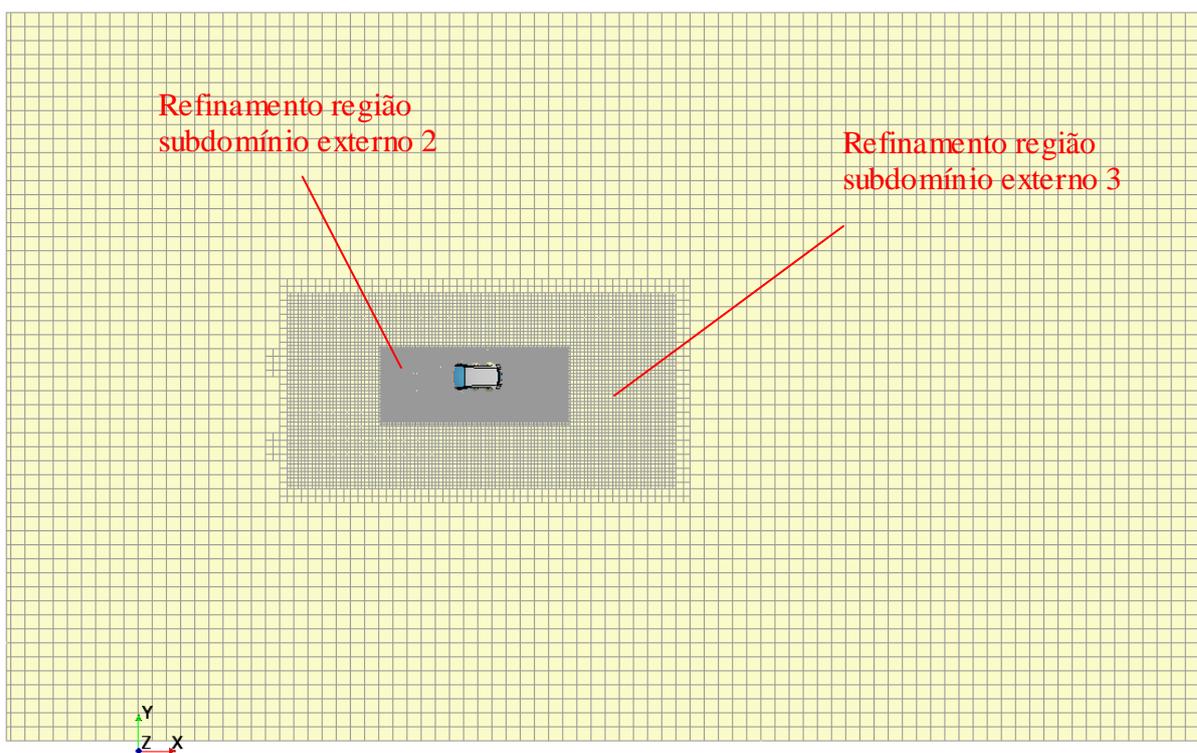


Figura 5.14 – Vista em corte longitudinal ilustrando geração de malha em todo domínio do túnel virtual

Tabela 5.2 – Dimensionamento dos subdomínios e malhas na simulação do *buffeting*

Região de refinamento de malha	Dimensões do volume X, Y e Z (m)	Tamanho célula (mm)
Túnel	65,0 x 40,0 x 20,0	864
Subdomínio externo 3	21, 0 x 10,0 x 4,5	240
Subdomínio externo 2	10,0 x 4,0 x 3,3	60
Subdomínio externo 1	2,6 x 0,9 x 0,9	20
Interno veículo	3,0 x 1,4 x 1,2	20
Abertura da janela	1,1 x 0,5 x 0,7	4

Tabela 5.3 – Dimensionamento dos subdomínios e malhas na simulação das fontes externas

Região de refinamento de malha	Dimensões do volume X, Y e Z (m)	Tamanho célula (mm)
Túnel	65,0 x 20,0 x 20,0	864
Subdomínio externo 3	18,3 x 5,2 x 4,2	240
Subdomínio externo 2	8,4 x 2,9 x 2,8	60
Subdomínio externo 1	1,3 x 0,8 x 0,8	8
Retrovisor externo	0,8 x 0,4 x 0,3	3
Coluna A	Raio: 0,10 m Comprimento: 0,8 m	3

5.3.5 Resolução numérica

Nesta fase são definidos os modelos de simulação CFD que mais se adéquam na aplicação de cálculo de aeroacústica. Segundo Wang et al. (2006) e Mendonça et al. (2002), as físicas que envolvem fenômenos aeroacústicos são inerentemente transientes e, portanto, estes cálculos requerem resoluções também transientes. Mendonça et al. (2003) demonstraram que a modelagem baseado na metodologia RANS, em geral, é inadequada quando aplicada a escoamentos instáveis na previsão de ruído aerodinâmico. Esta aproximação refere-se a modelos de fontes de banda larga, logo não se enquadra na categoria de ruídos associados a características de escoamentos de largas escalas (ou resolvidos) como no caso de espalhamento de vórtices. O método, porém, é plenamente adequado para identificação e localização de fontes de ruído aerodinâmico gerados por escoamentos turbulentos ou mesmo aproximação de níveis de pressão sonora. Por outro lado, modelagens baseadas nas metodologias LES e, principalmente DNS, são pouco praticáveis quanto ao uso na maioria das aplicações no campo industrial envolvendo altos números de Reynolds (Sagaut, 2009). Segundo Spalart et al. (1994) e Travin et al. (2002), métodos de modelagens híbridas de RANS / LES tais como DES, têm se demonstrado adequado para capturar excitações de escoamento de ar tanto de banda estreita como de banda larga em uma ampla gama de aplicações no campo automotivo. O modelo opera no modo LES nas regiões onde ocorre massiva separação de escoamento onde, tanto perturbações em banda larga como banda estreita são esperadas de um largo range de turbulência de largas escalas. As fontes de banda estreita são originadas de estruturas de escoamentos periódicos de largas escalas, que são resolvidas por LES. Simultaneamente, o modelo opera no modo RANS quando o escoamento está colado na camada limite, aliviando assim significativa sobrecarga associada à obtenção exata de resolução próxima da parede como ocorre com métodos padrão LES (Mendonça, 2005). Considerando tais vantagens, dentro do âmbito industrial, a aproximação com modelo DES foi utilizada nesta simulação.

Entretanto, mesmo com esta abordagem mais simplificada, o tempo de processamento computacional associado nestes cálculos é extremamente elevado. Isto se torna ainda mais traumático, já que simulações CFD exigem vários giros de simulações do mesmo caso, envolvendo modificações de parâmetros numéricos, até atingir uma convergência considerada ideal. Sendo assim, um conhecimento prévio de onde se localizam as fontes de ruído e qual o nível de refinamento é necessário para capturar faixas de frequências de interesse, são imprescindíveis para assegurar o menor esforço possível nos cálculos transientes. Por esta

razão, a elaboração de um modelo completo de aeroacústica envolve avaliações preliminares considerando estado estacionário. Com este fim, foi então realizada uma primeira análise estacionária baseada nas primícias de modelagem implícita de turbulência RANS os quais fornecem informações sobre fontes aeroacústicas por meio de correlações. Uma vez que o modelo foi otimizado para uma simulação aeroacústica, a solução considerando estado estacionário foi utilizada para inicialização de simulação transiente utilizando modelagem DES.

5.3.6 Definição de modelos físicos e procedimento de solução

Quanto aos modelos de turbulência, basicamente são encontradas três equações variantes, os quais são frequentemente referenciados na literatura, a saber, Spalart-Allmaras e $k-\omega$ -SST, além das variantes com base no modelo $k-\varepsilon$. Em estudo realizado por Mendonça et al. (2004), para validação de metodologia DES através de simulação aeroacústica de escoamento subsônico em uma cavidade retangular, Mendonça comparou os três modelos de turbulência, $k-\varepsilon$, $k-\omega$ -SST e Spalart-Allmaras. Os resultados obtidos foram idênticos, visto que o escoamento em uma cavidade retangular é dominado por estruturas de largas escalas, o qual corresponde ao componente LES do modelo híbrido de DES, portanto, a escolha da variante do modelo nesta situação é de pouco relevância. Alam et al. (2004), avaliou também estes modelos de turbulência, desta vez em simulação de características aerodinâmicas mirados na coluna A de um modelo simplificado de veículo. Os resultados demonstraram que o modelo $k-\omega$ obteve a melhor correlação com dados experimentais, porém demais modelos avaliados obtiveram correlações bastante satisfatórias. Com base nestas informações, neste trabalho optou-se por utilizar a metodologia DES baseado no modelo $k-\omega$ -SST.

Com base nos estudos de Inagaki et al. (2002), Sovani et al. (2004) e Mendonça (2005, 2010), consideram-se os efeitos de compressibilidade do ar um importante fator na simulação aeroacústica de um veículo, principalmente em se tratando de simulação de *buffeting* a qual envolve propagação de ondas de pressão sonora no campo. Portanto, neste estudo o ar foi assumido como sendo compressível. Inagaki et al. (2002) demonstrou numericamente que, para uma cavidade simples, a intensificação da pressão sonora causado pelo fenômeno fluido ressonante apenas pode ser reproduzida em uma simulação com CFD incluindo compressibilidade no modelo, o que exige do solver a capacidade de propagar ondas de pressão na velocidade do som no meio fluido local. Em simulações de aeroacústica

envolvendo escoamento em dutos, cavidades, e ressonadores, é necessário modelar corretamente a interação entre os mecanismos de geração do ruído causados pelas características de escoamentos periódicos (processo pode ser dado como incompressível) e a propagação das ondas de pressão resultantes (processo pode ser dado como compressível), o que determina a frequência de *buffeting*. Segundo Mendonça et al. (2005), a suposição usual de que a compressibilidade pode ser negligenciada devido aos baixos números de Mach convectivo no compartimento de passageiros, encontrada em algumas referências na literatura, é insuficiente na predição deste tipo de fenômeno. Mendonça et al. (2005) demonstrou através de simulação CFD, desta vez em caso prático sobre um veículo de produção com solar aberto em escala real, a necessidade de inclusão do efeito não linear da compressibilidade no modelo numérico para predição de ruído de *buffeting* dentro de uma faixa de frequência e nível de ruído coerente aos valores experimentais. Do trabalho de simulação CFD de *buffeting* realizado por Sovani et al. (2004) sobre um modelo SUV, os resultados somente foram correlacionados com dados experimentais, em termos de nível de ruído e frequência de ressonância do *buffeting*, assumindo a compressibilidade do ar. Deste mesmo estudo, porém assumindo na simulação um modelo de fluido incompressível, Sovani et al. (2004) encontrou discrepância de mais de 10 dB no nível de ruído em relação ao valor medido experimentalmente e, praticamente o dobro da frequência acima do valor experimental.

No cálculo transiente, a definição do intervalo de tempo é de fundamental importância a ser considerado na aeroacústica. Este intervalo deve ser curto o suficiente para capturar toda faixa de frequências de interesse, produzir uma solução convergente e ao mesmo tempo ser tão grande quanto possível, de forma a reduzir ao máximo o tempo de processamento. Sendo assim, a definição deste intervalo deve satisfazer basicamente a dois critérios, no que diz respeito à escala física. O primeiro, do ponto de vista de discretização do sinal temporal. Conforme recomendado pelo manual STAR-CCM+ (2013), o teorema de amostragem de Nyquist determina que um sinal com determinada frequência f pode ser resolvido por amostragem, a uma taxa maior do que $2f$. Para esquemas espaciais de segunda ordem, experiências práticas demonstram que são necessários o mínimo de 15 pontos para resolver a amplitude da onda, portanto, para atender tal condição, o intervalo de tempo deve satisfazer a equação $\Delta t \leq \frac{1}{15 \times f}$.

O segundo critério baseia-se principalmente em manter um baixo número de Courant convectiva. O número Courant é uma medida (adimensional) a qual relaciona quantas vezes o escoamento passa através da célula a cada intervalo de tempo (ou melhor dizendo, quantas células que são passadas a cada intervalo de tempo), expresso pela seguinte equação:

$$C = \Delta t \frac{u_x}{\Delta x} \tag{5.3}$$

onde Δt é o intervalo de tempo, Δx o comprimento da malha local e u_x a velocidade do escoamento local. As boas práticas, segundo manual STAR-CCM+ (2013), determinam que o número de Courant requerido para uma simulação transiente deve obedecer, em aplicações de aeroacústica, a condição de $C = 1$. Nestes termos, considerando o menor comprimento de célula 3 mm adotado nas regiões de interesse, os passos de tempo adotados no primeiro critério satisfazem plenamente ao número de Courant ≈ 1 .

Considerando uma faixa de análise de 200 Hz, de forma a abranger as principais frequências envolvendo os modos acústicos de geração do *buffeting*, o valor de intervalo de tempo que satisfaz tal condição é $\Delta t = 2 \times 10^{-4} s$. Este intervalo de tempo aparenta-se bastante baixo para cálculo de baixas frequências que envolvem o ruído de *buffeting*, entretanto, foi definido também para atender ao critério referente ao número de Courant. Em relação ao ruído de retrovisor, o qual abrange faixa de frequência bastante superior, o valor de intervalo de tempo definido, seguindo o critério exposto acima, é de $\Delta t = 5 \times 10^{-5} s$.

Para cada intervalo de tempo, foi definido número de 10 iterações, para simulação do *buffeting*, e 5 iterações para simulação do retrovisor.

Finalmente, foi definido o tempo físico para cálculo transiente. Não existe uma regra básica para determinação deste período de tempo, entretanto, deve ser grande o suficiente para garantir uma convergência do cálculo, além de uma resolução adequada da frequência, porém pequeno o suficiente para reduzir ao máximo o tempo computacional. Os vários giros de simulações realizados demonstraram que para simulação de *buffeting* foi necessário maior tempo de processamento, por se tratar de faixa de frequência bastante baixa. Os trabalhos realizados por Sovani et al. (2003, 2004) demonstraram que os efeitos do sinal temporal obtido na simulação de aeroacústica variam de amplitude nos estágio inicial, entre 0 a 0,3 s, e permanecem estabilizados a partir deste tempo. Sendo assim, foi definido para simulação de *buffeting* tempo físico de cálculo de 2,5 s, sendo 10 iterações para cada passo de tempo,

equivalente ao total de 125000 iterações, a partir de uma simulação prévia estacionária baseada na metodologia RANS. Para esta etapa foi realizado um giro de cálculo com 3000 iterações. Já no ruído de retrovisor, por se tratar de altas frequências, foi suficiente um tempo físico de 1,2 s, sendo 5 iterações para cada passo de tempo, equivalente ao total de 120000 iterações, também a partir de simulação prévia estacionária baseada na metodologia RANS. O fator de relaxação definido para estas simulações foram de 0,9 para velocidade e 0,7 para pressão, na análise transiente. Já na análise estacionária, foi utilizado valor de 0,5 para velocidade e 0,2 para pressão.

5.4 Pós-processamento

As informações sobre o comportamento aeroacústico, mirados no ruído de *buffeting*, ruído de retrovisor e coluna A, foram feitas através de uma análise quantitativa e qualitativa gerada na etapa de pós-processamento. A análise quantitativa fornece informações sobre os níveis de pressão sonora geradas nestas fontes com as respectivas frequências associadas, que são capturadas pelas sondas posicionadas em pontos estratégicos no domínio do veículo. Na análise qualitativa, são obtidas informações sobre a forma com que o escoamento se comporta no processo de geração de ruído e propagação da pressão sonora além da localização das fontes de ruído com maior energia. Espera-se obter, com estas duas análises, informações que possibilitam mensurar a criticidade do ruído aerodinâmico no veículo, bem como tomar medidas para seu controle.

Os sinais de pressão, para análise de ruído de *buffeting*, foram capturados através de sondas posicionadas no interior do veículo nas proximidades dos ouvidos lado direito e esquerdo do motorista, passageiro dianteiro, passageiros traseiros lado direito e esquerdo, somando um total de 08 sondas. A parametrização destes microfones foram as mesmas utilizadas nos testes experimentais. A Figura 5.15 ilustra a visualização interna do veículo com o posicionamento adotado nas sondas para captura do ruído de *buffeting*.

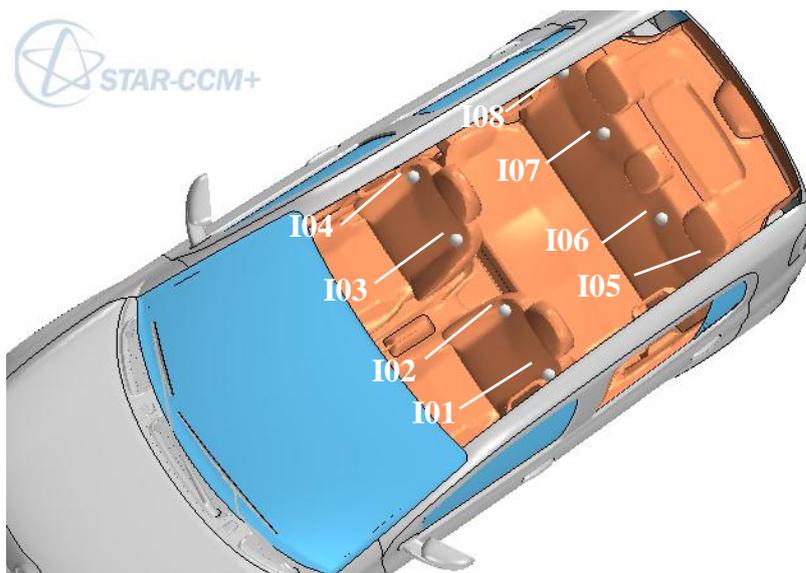


Figura 5.15 – Ilustração do posicionamento das sondas internamente

Na análise do ruído de retrovisor e da coluna A, as sondas foram posicionadas na região do vidro lateral da porta dianteira esquerda, também nas mesmas posições dos microfones parametrizados externamente, nas medições experimentais. Sendo assim, as sondas foram distribuídas em três regiões diferentes, conforme indicado na Figura 5.16, na região onde ocorre a formação de esteira do retrovisor, na região onde são formados os vórtices originados pela coluna A e onde ocorre o reataque do escoamento.

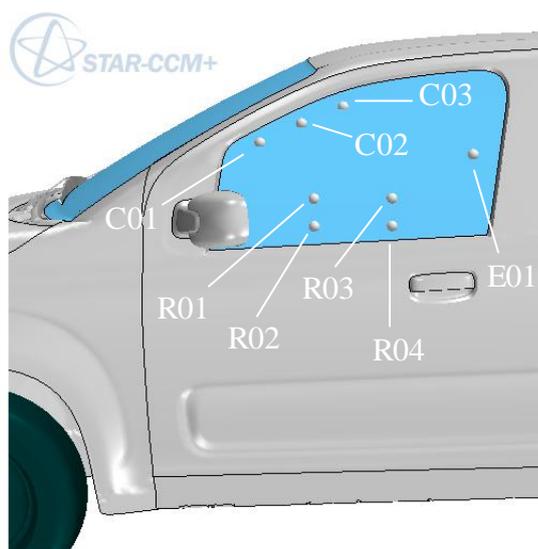


Figura 5.16 – Ilustração do posicionamento das sondas na região externa

5.4.1 Análise FFT

A resposta do nível de pressão sonora no domínio da frequência foi obtida por meio de uma transformada rápida de Fourier FFT (*Fast Fourier Transform*). O procedimento consiste em transformar o sinal no domínio do tempo registrado pelas sondas internas para o domínio da frequência, conforme descrito no item 2.2.4 do Capítulo 2. A análise possibilita um claro entendimento sobre qual faixa de frequência do modo dominante e a magnitude deste nível.

Para predição do nível de ruído, a forma utilizada neste trabalho para obtenção do NPS foi convertendo diretamente o sinal de pressão oscilante gerado tanto no interior do veículo, para predição do ruído de *buffeting*, como na região externa próxima ao retrovisor e coluna A, na escala logarítmica em dB por meio da equação 2.5 apresentada no Capítulo 2. Uma aproximação direta para cálculo do NPS sem considerar o uso explícito de uma analogia aeroacústica pode perfeitamente ser empregada para cálculos de ruído diretamente na própria fonte (Colonius, 2006).

Capítulo 6

Análise dos Resultados Experimentais de Ruído Aerodinâmico

6.1 Introdução

Neste capítulo serão apresentados e analisados os resultados envolvendo os testes experimentais obtidos durante desenvolvimento deste trabalho de pesquisa de fontes de ruído aerodinâmico veicular. Dado o grande volume de informações reunidas nesta etapa, a apresentação destes resultados foi organizada de forma que a análise foi subdividida em três seções, de acordo com o exposto no capítulo 4.

Na primeira parte, serão apresentados os resultados das provas conduzidas tanto em túnel de vento como em pista, cujas análises serão miradas na caracterização do comportamento aeroacústico do ruído de *buffeting* e estudo dos mecanismos de geração deste ruído. Pretende-se estabelecer uma correlação dos resultados previstos analiticamente, apresentados no Capítulo 4, com os dados obtidos experimentalmente, com intuito de compreender melhor o processo de geração do *buffeting*. Nesta análise constarão também os resultados das avaliações dos fatores que influenciam no ruído de *buffeting*. Entende-se, com base no estudo de correlação entre testes em pista e túnel de vento, que os testes em pista são representativos para caracterização do ruído aerodinâmico. Os resultados desta correlação serão apresentados com detalhes no Capítulo 7.

Na segunda e terceira parte, estas análises serão miradas na caracterização das fontes externas de ruído aerodinâmico gerados no retrovisor lateral e na coluna A, respectivamente. Pretende-se com estes resultados compreender melhor os fenômenos de geração do ruído gerado nestas duas fontes.

Para melhor compreensão e análise destes resultados, torna-se necessário recorrer aos estudos relativos aos fenômenos que envolvem a geração do ruído aerodinâmico veicular descrito nos capítulos 2 e 3, bem como a metodologia utilizada na execução dos testes no Capítulo 4, portanto, esta seção será reservada unicamente a uma criteriosa análise das características acústicas das fontes medidas experimentalmente sobre um veículo. Visando maior clareza nas apresentações gráficas, as cores das curvas definidas para cada sensor individualmente foram mantidas, mesmo nas análises dos capítulos posteriores.

6.2 Estudo do Comportamento do *Buffeting*

Conforme teorizado nos Capítulos 2 e 3, do ponto de vista de fonte de excitação, o escoamento do ar, de natureza predominantemente turbulenta, passando pela abertura da janela é caracterizado pelos altos valores do número de Reynolds dado pela equação $\rho UL/\mu$. Considerando o comprimento da geometria no campo de escoamento (corpo perturbador) L como sendo o comprimento da abertura da janela deste veículo equivalente a 0,52 m, a velocidade do vento U equivalente a velocidade do veículo entre 60 a 130 km/h ($U_{\text{inicial}} = 16,7\text{m/s}$ e $U_{\text{final}} = 36,1\text{m/s}$), densidade do ar $\rho = 1,2\text{ kg/m}^3$ e viscosidade dinâmica do ar $\mu = 1,8 \times 10^{-5}\text{ N.s/m}^2$ (dados a temperatura $T = 20^\circ\text{C}$ e pressão atmosférica a 1 atm), os valores de Re mínimo e máximo são de $5,78 \times 10^5$ e $1,25 \times 10^6$ respectivamente. O escoamento de ar ao passar pela abertura da janela interage com o ar estacionário dentro da cabine do veículo formando uma camada cisalhante que se comporta na forma de turbilhões (vórtices). Estes vórtices, que operam em frequências definidas, são considerados como sendo as fontes de excitação de *buffeting*. Em teoria, o *buffeting* ocorre devido à interação entre dois fatores simultaneamente. A primeira, diz respeito à excitação do fluido incidente sobre a abertura da janela e a segunda, do ponto de vista de resposta acústica do compartimento interno do veículo.

6.2.1 Efeito da variação da velocidade do veículo

Uma primeira análise mirada no estudo das características do ruído de *buffeting* que ocorre em um veículo, referente à resposta da cavidade em termos de níveis e frequências do ruído, foi realizada com base nos resultados obtidos em um dos sensores posicionados

internamente no veículo, mais especificamente na posição I03 (conforme será demonstrada nas seções seguintes, a análise neste ponto retrata, de forma global, o mesmo comportamento nos demais pontos). Para efeito de praticidade, o esquema de posicionamento dos sensores internos foi novamente inserido neste capítulo, conforme Figura 6.1.

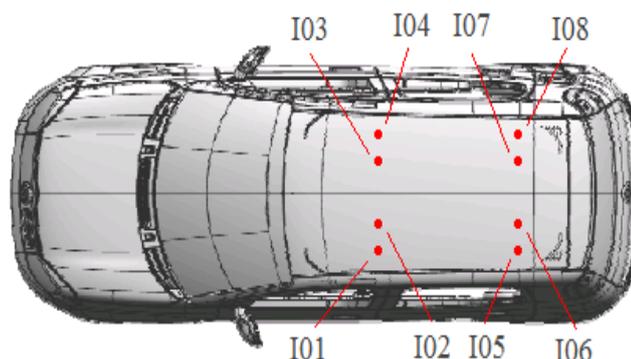


Figura 6.1 – Esquema de posicionamento dos microfones internos

A análise dos gráficos nas Figuras 6.2 e 6.3 fornecem informações sobre a faixa de velocidades na qual ocorre o valor máximo do ruído de *buffeting* e a frequência de ocorrência do fenômeno, obtidos das medições no ponto I03. Para reprodução do ruído de *buffeting* foi mantida apenas a janela lateral traseira esquerda totalmente aberta. Através da Figura 6.2 podem ser visualizados os níveis de ruído de *buffeting* em função da velocidade do veículo, variando entre 130 a 50 km/h. A Figura 6.3 demonstra análise espectral do ruído de *buffeting*, no mesmo ponto de medição, no domínio da frequência obtida da prova à velocidade constante a 100 km/h, condição onde ocorreu o nível máximo de *buffeting* constatado no gráfico da Figura 6.2. Esta análise foi limitada na faixa de frequência entre 0 a 200 Hz por englobar toda faixa de ocorrência do fenômeno.

A análise destes gráficos revela comportamento do *buffeting* de um veículo que se caracteriza por níveis extremamente elevados, neste caso atingindo nível máximo de ruído próximo de 100 km/h, ocorrendo em frequências extremamente baixas neste caso na frequência de 18,5 Hz. Embora esta frequência encontra-se fora da faixa audível do ouvido humano, o incômodo causado pelo fenômeno é percebido. Estas características são os principais fatores pelo qual este tipo de ruído proporciona extremo incômodo aos ocupantes internamente. A magnitude destes níveis pode ser facilmente evidenciada quando comparado com os níveis obtidos nas medições realizadas com as janelas totalmente fechadas, neste caso

para caracterização do ruído aerodinâmico sem a presença de *buffeting*. Deste comparativo foi constatado diferença em torno de 35 dB (Figura 6.2), em termos de nível global. Esta diferença é ainda maior na frequência específica do *buffeting*, atingindo 55 dB (Figura 6.2).

Em função das características deste ruído descritas acima, não foi utilizado, nas análises de ruído de *buffeting* deste trabalho, a escala ponderada em dBA, visto que, se utilizada a ponderação normalizada A o nível de *buffeting* seria atenuado nos gráficos cerca de 50 dB, o que não condiz com a real característica de audibilidade humana. Conforme demonstrado através das curvas de igual audibilidade do gráfico na Figura 2.4 do Capítulo 2, a atenuação do nível na frequência próxima de 20 Hz e magnitude acima de 120 dB, ocorre em torno de 10 dB nos ouvidos humanos. Optou-se, portanto, por utilizar escala dB sem ponderação nas análises deste fenômeno.

Nota-se no gráfico da Figura 6.2 que o ruído de *buffeting* aumenta na proporção em que a velocidade do escoamento também aumenta, entretanto, com pouca variação do ruído em ampla faixa de velocidade (nesta análise ocorreu entre 75 a 115 km/h). Estas características indicam que o ruído de *buffeting* é predominante em larga faixa de velocidade, que será melhor compreendida nas análises posteriores.

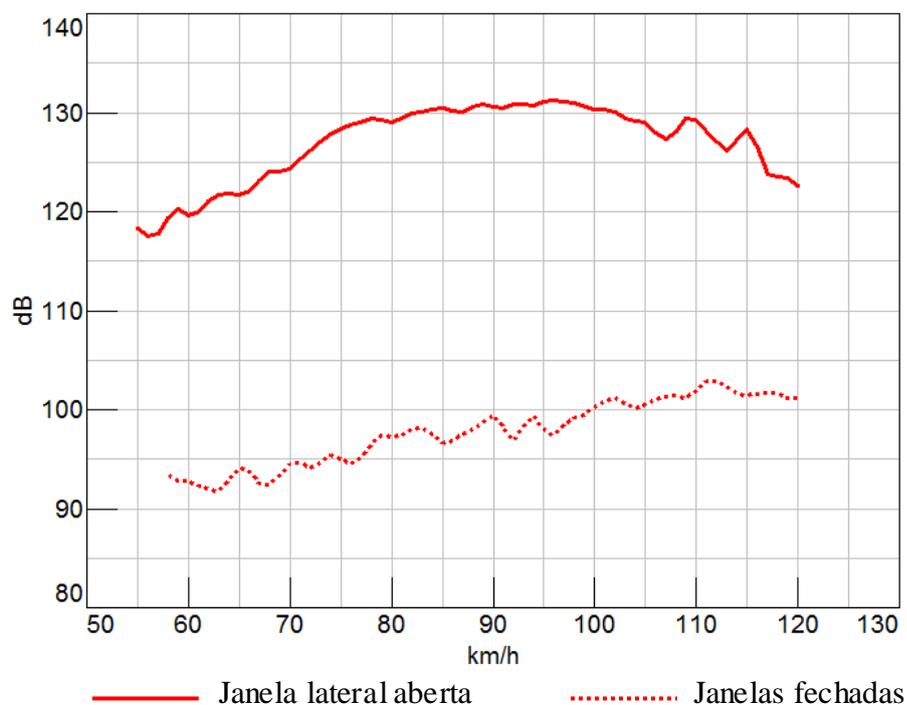


Figura 6.2 – Gráfico de ruído x velocidade - Efeito da variação da velocidade do veículo –
Microfone posição I03

Observa-se também, nos gráficos da Figura 6.3, além do pico de ruído proveniente do ruído de *buffeting* a 18,5 Hz, a ocorrência de outros dois picos de ruído, porém de forma mais discreta. Nota-se que as frequências destes picos, que ocorrem a 37,0 Hz, 54,0 Hz são múltiplas da frequência fundamental, portanto é coerente atribuí-las às demais frequências dos modos da esteira formada respectivamente nas 2^a e 3^a harmônicas. Acima de 60 Hz as duas curvas apresentam praticamente os mesmos níveis.

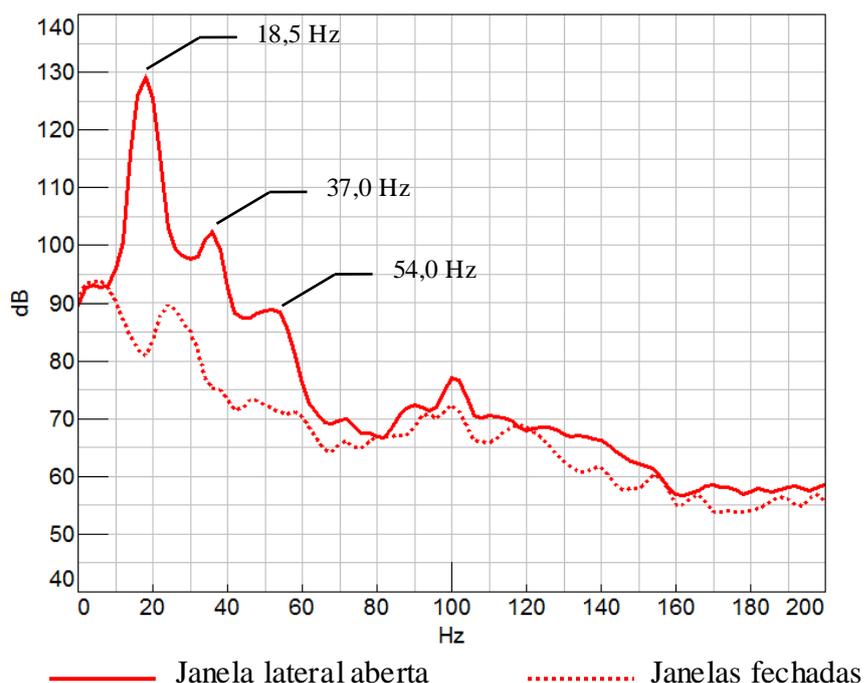


Figura 6.3 – Espectro de ruído na velocidade de 100 km/h – Microfone posição I03

Análise complementar por meio de mapa espectral 3D, onde pode ser visualizado na Figura 6.4, simultaneamente, o nível de pressão sonora NPS, a velocidade do escoamento e a frequência de ocorrência do *buffeting*, revelando características adicionais sobre o comportamento do *buffeting* em um veículo. Uma importante informação, do ponto de vista de análise deste fenômeno, pode ser extraída neste diagrama, onde observa-se variação da frequência do *buffeting* entre 12 Hz a 22 Hz com a variação da velocidade, respectivamente, na faixa entre 500 a 130 km/h, caracterizado pela ordem principal. Este fato é demonstrado pela equação de Rossiter (equação 2.42), na qual a frequência de excitação varia com a velocidade de escoamento. Também percebe-se claramente nesta análise, porém com menor intensidade, predominância das 2^o e 3^o ordens do *buffeting*, também dependentes da velocidade. Nota-se também neste mapa o aspecto das cores, que representam a escala do

nível de ruído aerodinâmico neste diagrama, bastante homogênea a partir de 60 Hz indicando a não ocorrência de *buffeting* acima desta faixa de frequência.

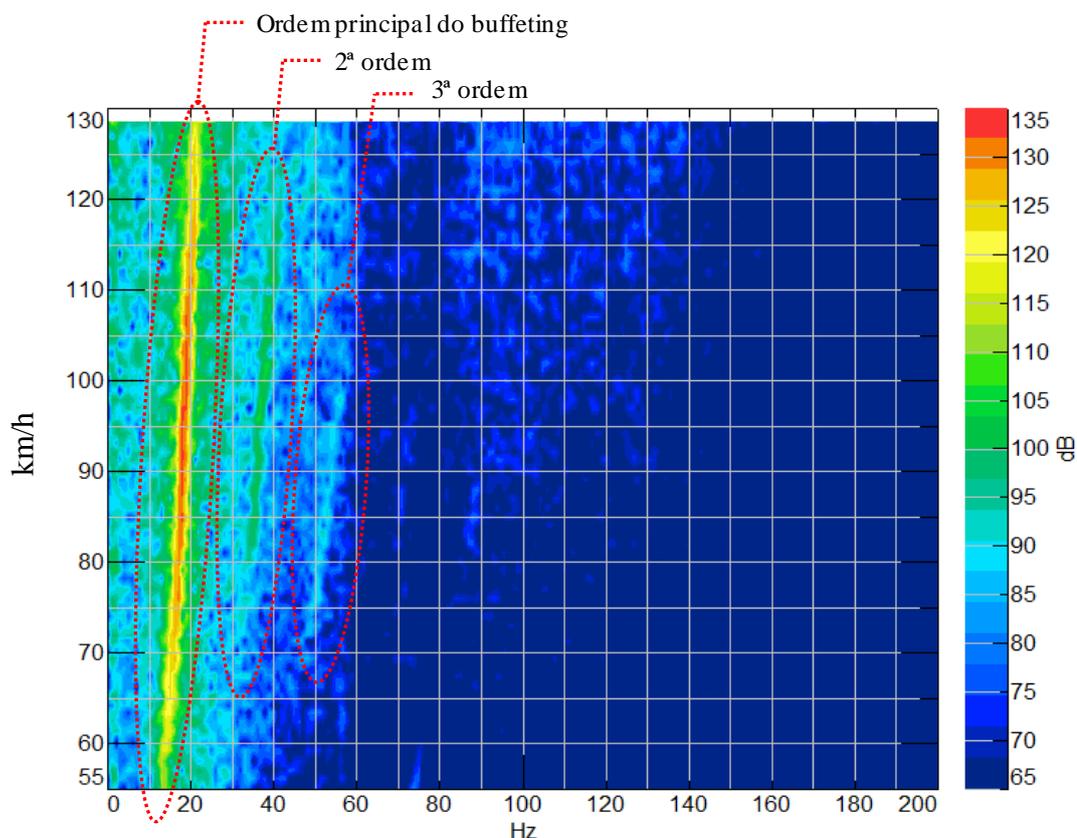


Figura 6.4 – Mapa espectral 3D – Nível de ruído x frequência x velocidade – Janela traseira aberta – Microfone posição I03

6.2.2 Efeito da posição dos microfones

Efeito do ruído de *buffeting* em função da variação de posição dos ocupantes no interior do habitáculo foi avaliado comparando os dados obtidos em cada microfone internamente. Este efeito foi demonstrado na Figura 6.5, na representação gráfica do nível de pressão sonora (NPS) global em função da velocidade, e na Figura 6.6 representando o gráfico do nível de ruído em função da frequência, obtida da prova a velocidade constante a 100 km/h. Também nesta análise o ruído de *buffeting* foi reproduzido com abertura da janela traseira. Observam-se comportamentos bastante similares das curvas em todos os sinais dos microfones, tanto nos gráficos de níveis globais como nos gráficos de espectros. Apenas uma particularidade no espectro do microfone do ponto I05, onde pode ser observado aumento dos níveis na faixa de frequência acima da frequência característica do *buffeting*. Uma vez que este sensor foi posicionado mais próximo da janela, o ruído nesta faixa foi, de certa forma,

influenciado pela ação direta do vento sobre o sensor, mesmo com o dispositivo para-vento que foi adotado.

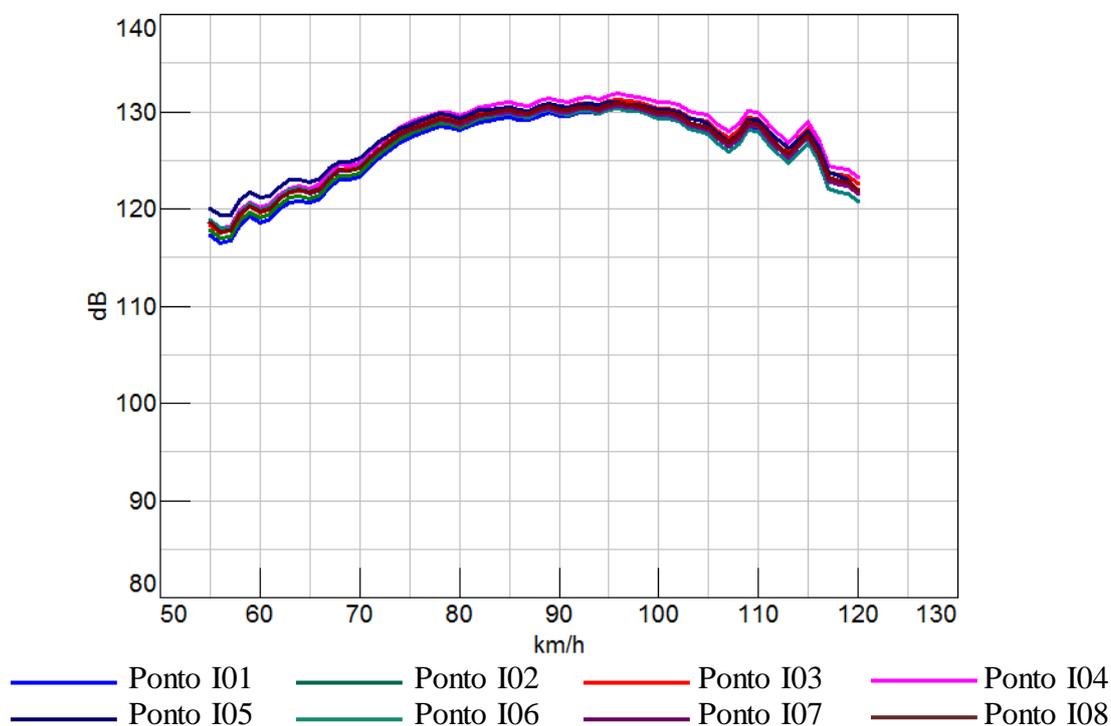


Figura 6.5 – Gráfico de ruído x velocidade – Posição interna dos microfones

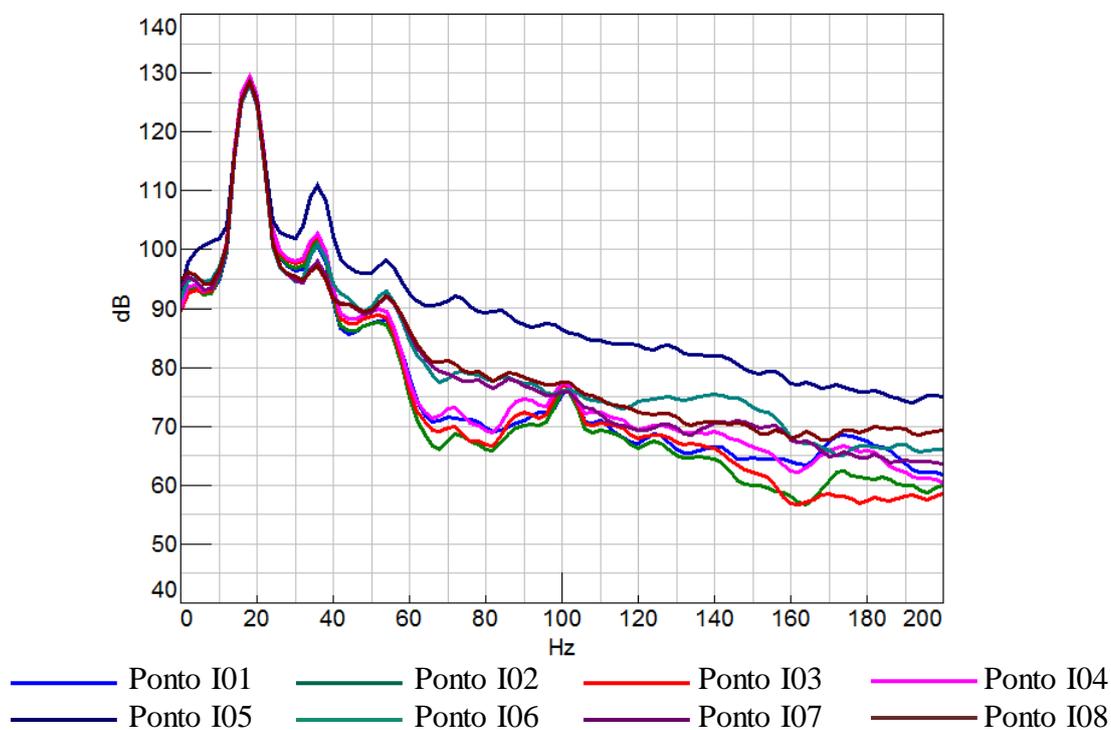


Figura 6.6 – Espectro de ruído – Posição interna dos microfones

Outro importante comportamento observado nesta análise refere-se aos níveis de ruído praticamente idênticos na frequência característica do *buffeting* em todas as posições dos ocupantes internos, refletindo no nível global já que esta frequência é predominante, indicando que todos ocupantes estão sujeitos aos mesmos efeitos do *buffeting*. Este comportamento pode facilmente ser compreendido, visto que a frequência de *buffeting* ocorre em valores extremamente baixos, do ponto de vista de análise acústica. Neste estudo de caso, na frequência de *buffeting* a 18,5 Hz na velocidade de 100 km/h, o comprimento de onda correspondente, dado pela equação $\lambda = c/f$, é próxima de 18 m, bem maior que a distância máxima entre os ocupantes, cujos valores variam entre 1 a 1,5 m aproximadamente. Em função deste comportamento, visando facilitar a visualização dos gráficos, toda análise dos resultados do estudo do *buffeting* será realizada no ponto de medição 03.

6.3 Análise da Avaliação do Mecanismo de Geração do *Buffeting*

Serão analisados neste tópico os resultados das provas experimentais obtidos nas condições de provas sobre veículo, ou seja, caracterização do ruído de *buffeting* e levantamento das frequências dos modos de cavidade interna do veículo considerando as mesmas condições de abertura vertical e longitudinal propostas para estudo do fenômeno do *buffeting* descritas nos itens 4.8 e 4.10 do Capítulo 4. Com base nos dados extraídos nestes resultados será elaborada uma nova matriz de correlação, desta vez experimental, entre as faixas de frequências do *buffeting* e as frequências dos modos de cavidade interna do veículo.

Parte-se inicialmente com os dados obtidos nas medições de *buffeting* nas condições de variações de aberturas vertical e longitudinal da janela. Os gráficos da Figura 6.7 demonstram os níveis de ruído de *buffeting* em função da velocidade nas mesmas condições de variações de abertura vertical equivalentes a $y/h = 1,0$, $y/h = 0,75$, $y/h = 0,50$ e $y/h = 0,25$. Estas relações correspondem ao comprimento vertical das aberturas da janela equivalentes a $y = 0,40\text{m}$, $0,30\text{m}$, $0,20\text{m}$ e $0,10\text{m}$ respectivamente. Similarmente, os gráficos da Figura 6.8 representam os níveis de ruído de *buffeting* em função da velocidade nas mesmas condições de abertura horizontal equivalentes a $x/l = 1,0$, $x/l = 0,75$, $x/l = 0,50$ e $x/l = 0,25$. Estas relações correspondem ao comprimento longitudinal das aberturas equivalentes a $x = 0,52\text{m}$, $0,39\text{m}$, $0,26\text{m}$ e $0,13\text{m}$ respectivamente. As análises demonstram comportamentos distintos nas duas condições, não obstante as áreas nas mesmas proporções serem idênticas.

Da análise dos gráficos obtidos com variação vertical da abertura da janela, nota-se a ocorrência de ruído *buffeting* em praticamente toda faixa de velocidade em todas as condições de aberturas avaliadas, mesmo na menor área ($y/h = 0,25$), tendo como base a linha de referência tracejada explícita no gráfico. Este limite foi determinado em avaliação subjetiva durante as execuções dos testes. Nota-se que, tanto os níveis de ruído como a velocidade onde ocorre o nível máximo de ruído de *buffeting*, diminuem com a redução da área de abertura da janela, conforme predito na matriz de correlação teórica exposto no Capítulo 4.

Na outra análise, onde a abertura foi variada horizontalmente, observa-se comportamento distinto em relação à análise anterior (abertura vertical), não obstante as áreas de abertura nas mesmas proporções forem idênticas. Nota-se a ocorrência de *buffeting* apenas nas aberturas $x/l = 1,0$ e $x/l = 0,75$. Também neste caso a velocidade onde ocorre a amplitude máxima do ruído de *buffeting* diminui na medida em que a área da janela também diminui. Nas demais condições não foi percebido o fenômeno de *buffeting*, tendo como referência valores abaixo da linha base, sempre no mesmo nível, explícito nos gráficos.

As faixas de velocidades do *buffeting* e as faixas de máxima amplitude foram delimitadas nos gráficos para, posteriormente, formação da matriz de correlação experimental.

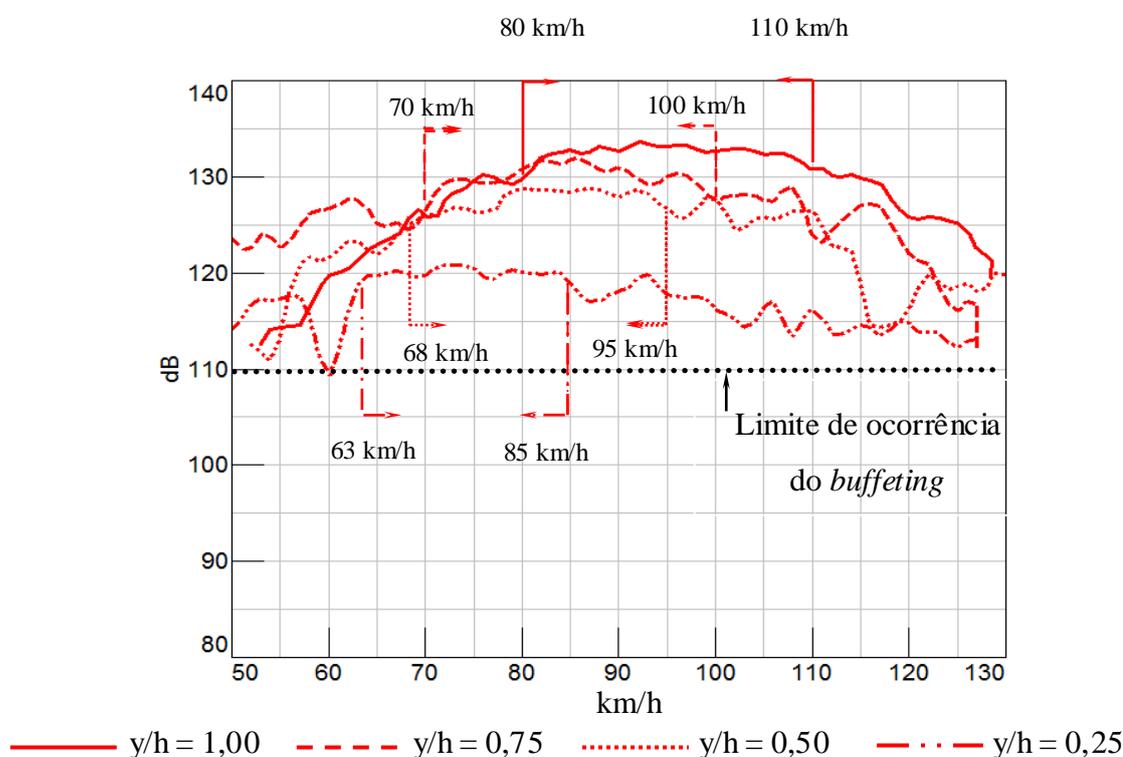


Figura 6.7 – Gráficos de ruído x Velocidade – variação de abertura vertical

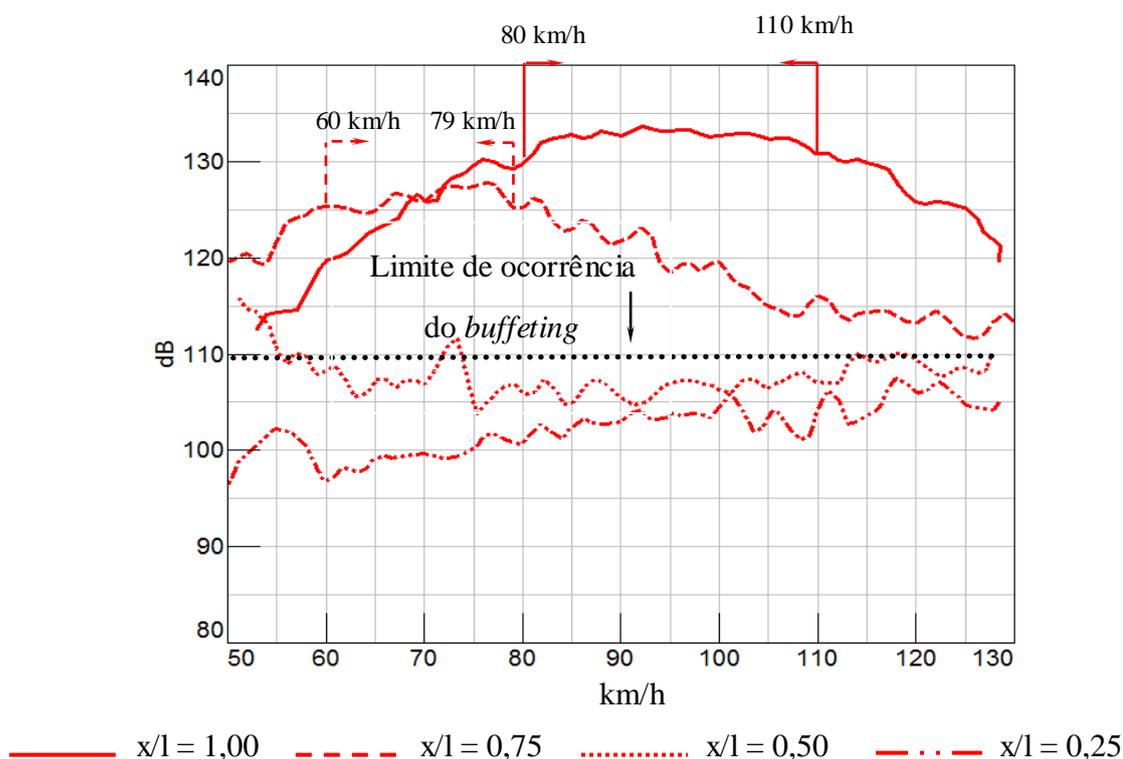


Figura 6.8 – Gráficos de ruído x Velocidade – variação de abertura longitudinal

Destas curvas foram extraídos espectros de ruído em função da frequência na região de pico máximo com as respectivas frequências, para cada condição de abertura de janela, conforme Figuras 6.9 e 6.10. Estas informações serão importantes para cumprimento do propósito desta tese, visto que será possível confrontar os valores de frequências de pico máximo com os valores das frequências dos modos de cavidades obtidos experimentalmente que serão apresentados, nos tópicos seguintes, em cada condição de abertura da janela. Entretanto, já é possível traçar um paralelo com os dados analíticos, onde nota-se valores bastante próximos (ver tabela 4.1 do Capítulo 4), exceto nas condições de abertura longitudinal $x/l = 0,5$ e $x/l = 0,25$. Isto é coerente, visto que nestas condições não ocorreram o *buffeting*, conforme análise do gráfico da Figura 6.8. Estas características já fornecem indícios confirmando a hipótese de que o fenômeno do *buffeting* ocorre devido ao acoplamento entre a frequência de excitação do escoamento na janela com a frequência do modo do habitáculo interno.

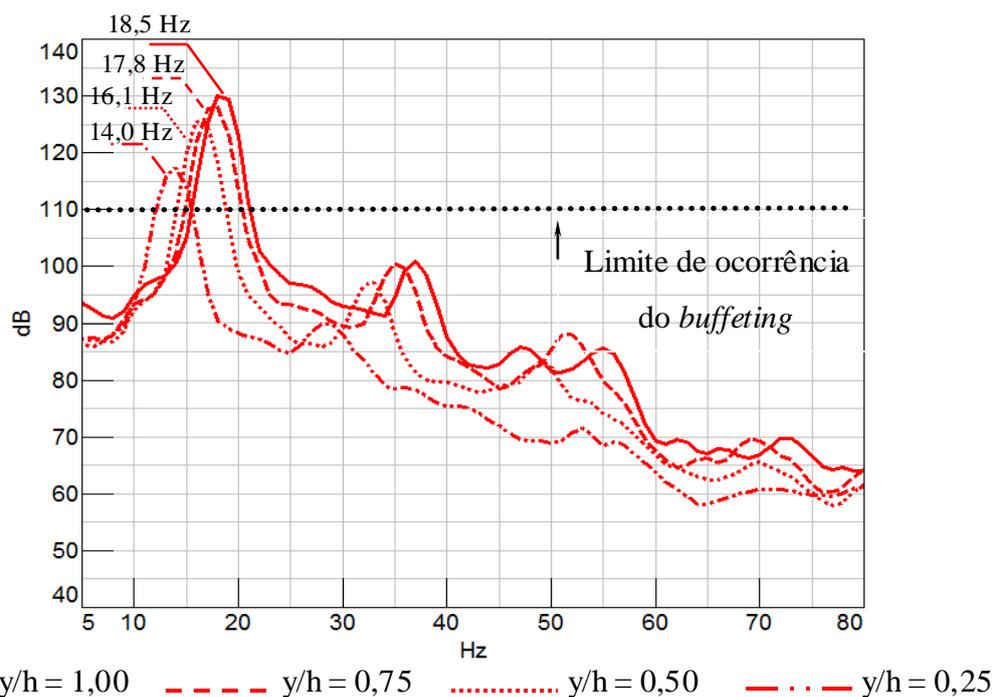


Figura 6.9 – Espectro de ruído na velocidade de pico máximo – Variação de abertura vertical

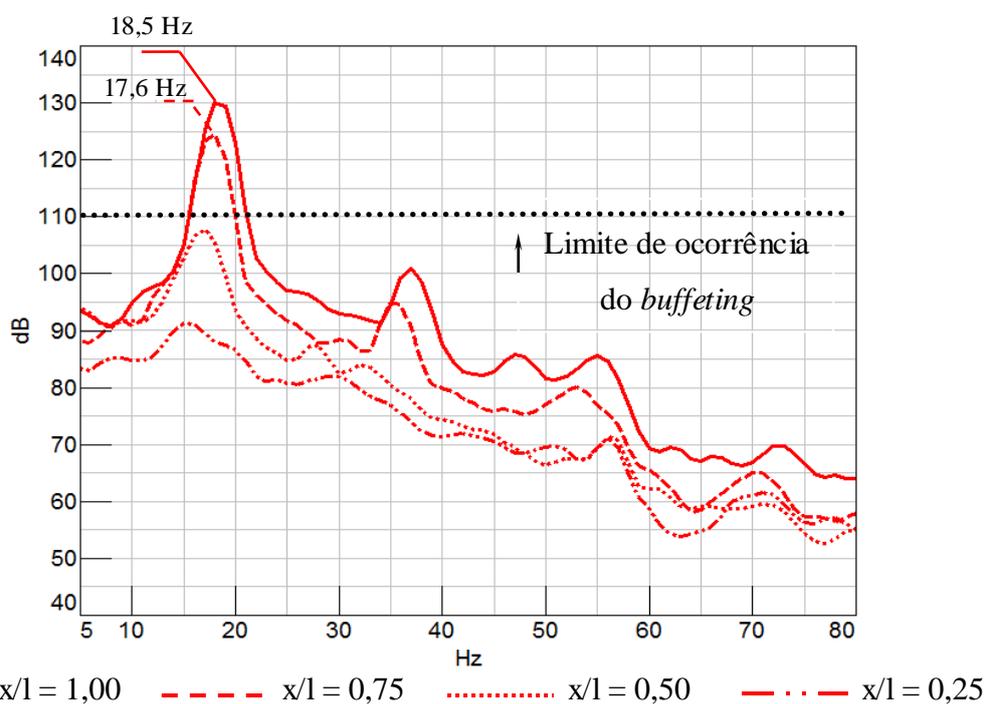


Figura 6.10 – Espectro de ruído na velocidade de pico máximo – Variação de abertura longitudinal

Análise complementar por meio de mapa espectral 3D, onde pode ser visualizado simultaneamente o comportamento do *buffeting* em termos de nível de pressão sonora,

velocidade do escoamento (km/h) e frequência de ocorrência (Hz), revelam características adicionais do *buffeting* medido em um veículo. Nesta análise podem ser extraídas informações sobre a faixa de frequência de ocorrência do *buffeting* e a faixa de frequência onde ocorre o pico máximo, em complemento aos dados obtidos nos gráficos das Figuras 6.7 e 6.8, em cada uma das condições avaliadas, ou seja, variação da abertura vertical e longitudinal da janela conforme Figuras 6.11 e 6.12 respectivamente.

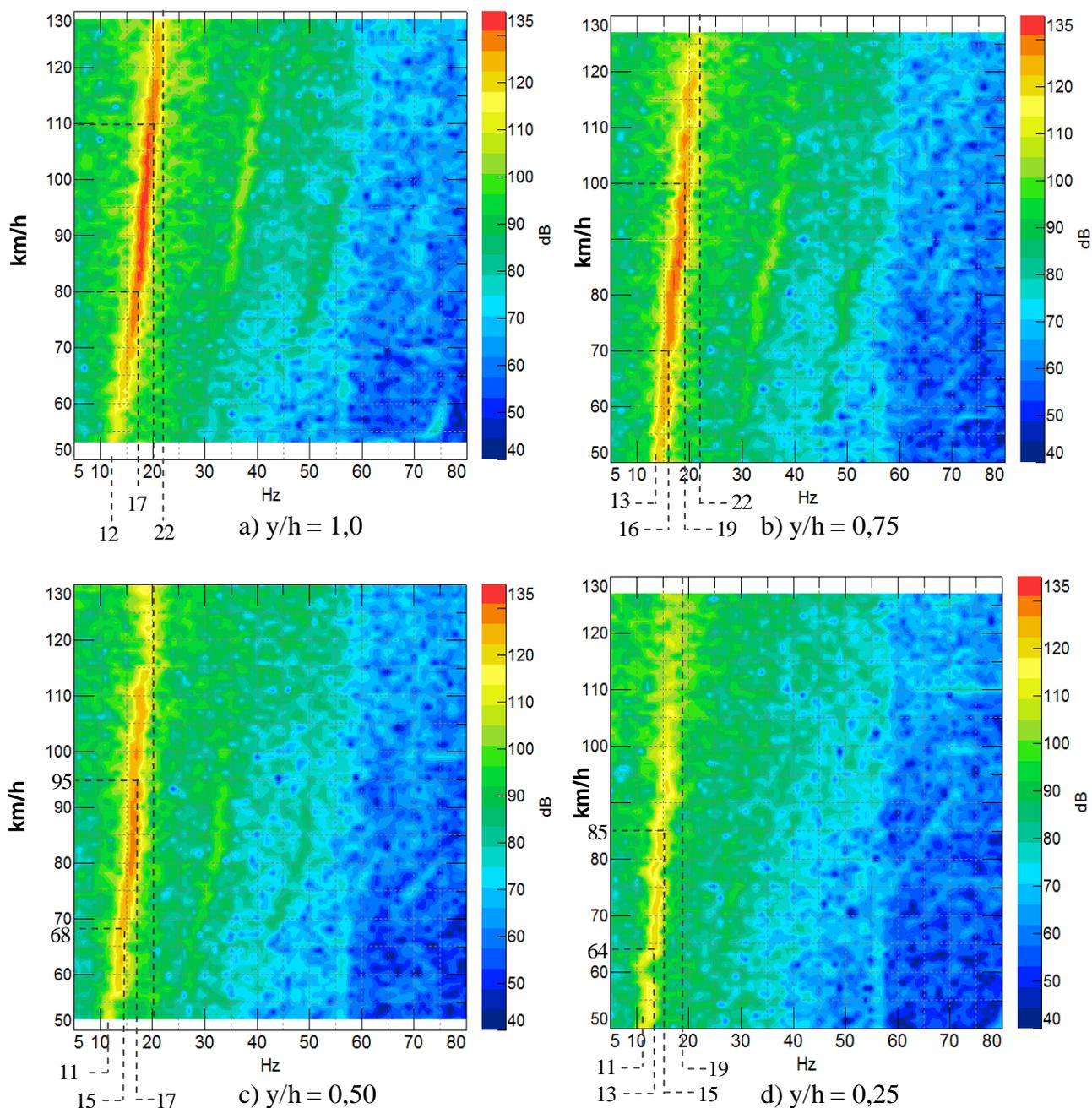


Figura 6.11 – Mapa espectral 3D – Nível de ruído x frequência x velocidade – variação de abertura vertical da janela: a) $y/h = 1,0$; b) $y/h = 0,75$; c) $y/h = 0,50$ e d) $y/h = 0,25$

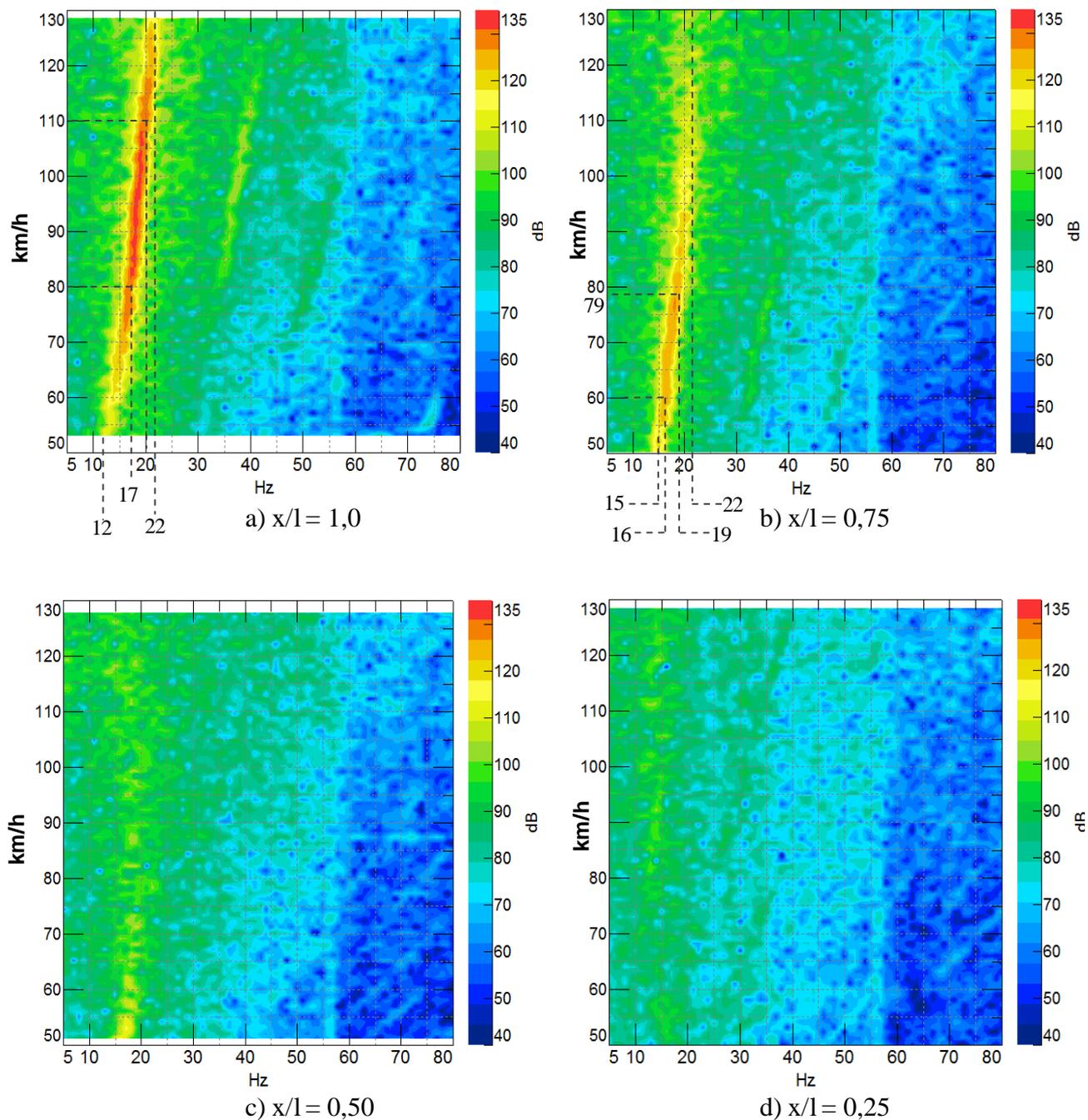


Figura 6.12 – Mapa espectral 3D – Nível de ruído x frequência x velocidade – variação de abertura longitudinal da janela traseira: a) $x/l = 1,0$; b) $x/l = 0,75$; c) $x/l = 0,50$ d) $x/l = 0,25$

Neste tópico são analisadas as frequências dos modos acústicos do habitáculo medidos experimentalmente em cada condição de abertura da janela. Estas frequências são representadas através de FRF (Função de Resposta em Frequência), em uma primeira análise, obtida na condição de janela totalmente aberta, em todos os pontos internamente. A análise foi limitada na faixa de frequência entre 0 a 80 Hz, o suficiente para capturar as frequências dos primeiros modos acústicos do habitáculo, que serão correlacionados com os valores encontrados nos testes de *buffeting*. Duas representações gráficas são apresentadas nesta análise, sendo a primeira representação da FRF juntamente com a coerência do sinal na aba inferior do gráfico, conforme Figura 6.13. Esta coerência correlaciona, de certa forma, a energia injetada pela fonte com a respectiva resposta acústica obtido no interior da cavidade, variando de 0 e 1 (100% correlacionado). Na segunda, conforme Figura 6.14, a representação da FRF juntamente com o ângulo de fase na aba inferior do gráfico. Este parâmetro correlaciona a fase do sinal de resposta em relação à fase do sinal da força injetada, variando entre 0 e 180°. Quando a diferença de fase entre excitação e resposta é de 90°, indica a ocorrência de ressonância. Com base nestas informações, bastante explicitas nos gráficos, os picos de energia acústica que se sobressaem e atendem aos dois critérios acima podem ser atribuídos à frequência do primeiro modo de cavidade para condição de abertura total da janela.

A presença de outros dois picos encontrado nesta análise, de forma mais discreta, nas frequências de 30 Hz, 37 Hz e 57,0 Hz, também são dignas de atenção. Estas frequências foram atribuídas, em um primeiro momento, a outros modos naturais de cavidade interna, o que explica o fato de que o *buffeting* responde nas ordens superiores, mais especificamente nas 2ª e 3ª ordens, conforme analisado na Figura 6.4.

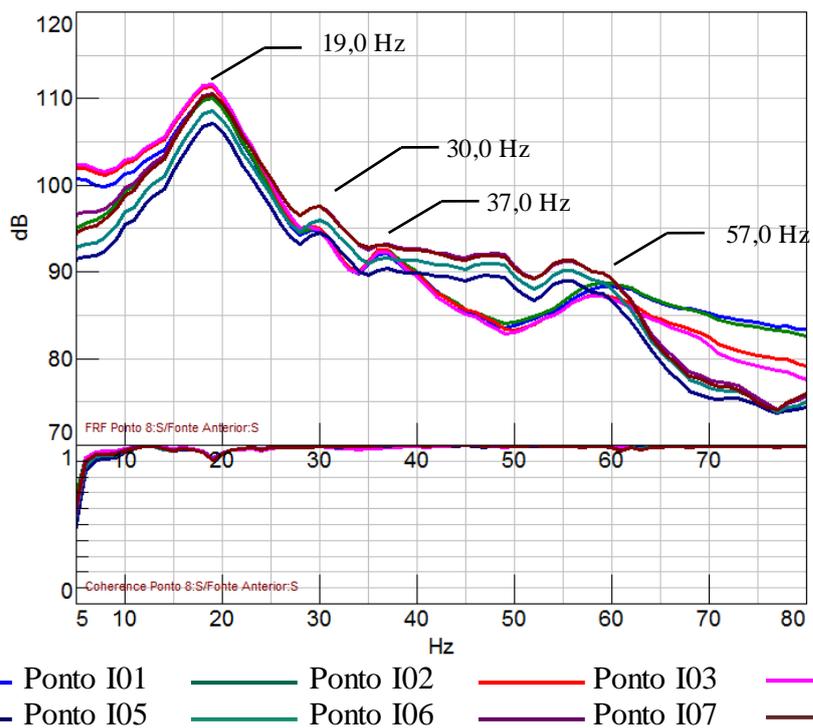


Figura 6.13 – Gráfico FRF e Coerência – Caracterização das frequências dos modos acústicos interno com janela totalmente aberta

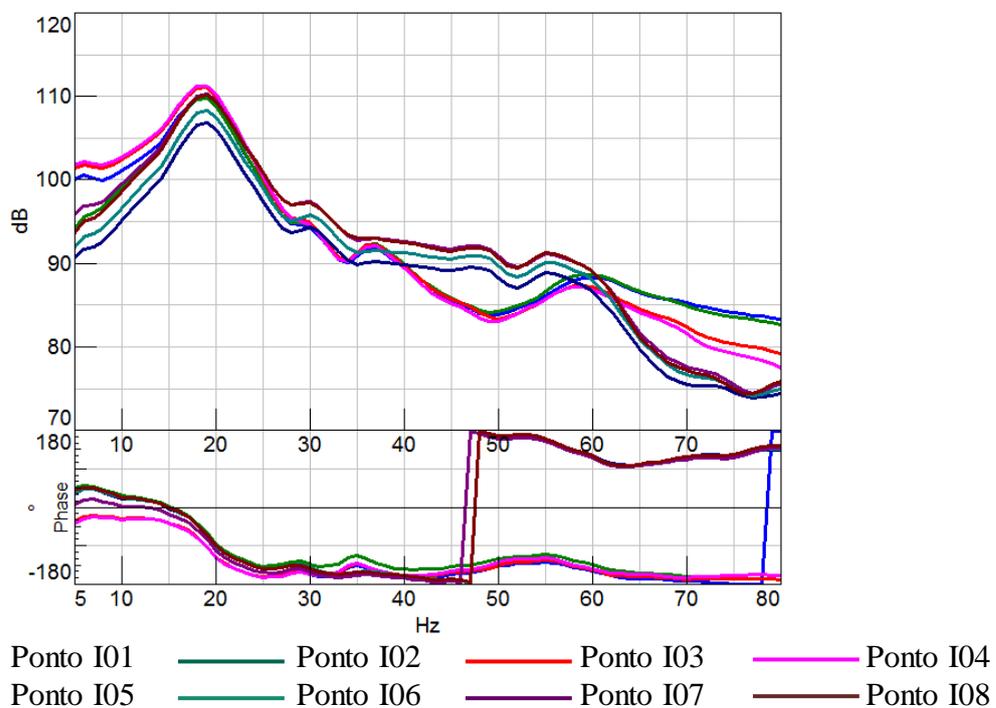


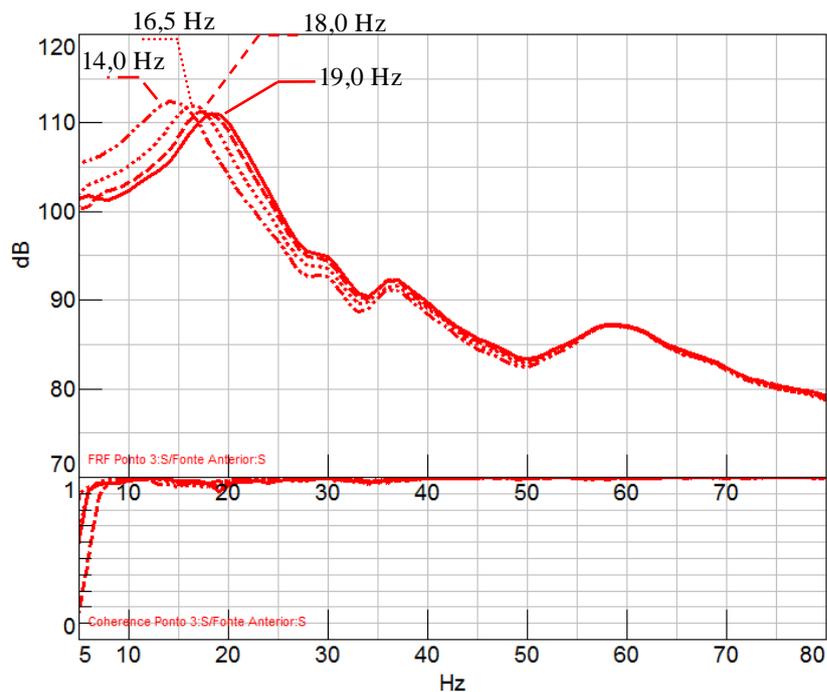
Figura 6.14 – Gráfico FRF e Fase – Caracterização das frequências dos modos interno com janela totalmente aberta

Comparando as FRF's medidas nos diferentes pontos, observa-se a mesma característica de resposta em termos de magnitude e frequência na faixa de ocorrência do *buffeting*, justificando o fato de que, nesta frequência, por se tratar de um valor bastante baixo e conseqüentemente com comprimento de onda bastante elevado, o modo é predominante em todo compartimento interno. Seguindo o mesmo procedimento na análise do ruído de *buffeting*, em função deste comportamento, toda análise dos resultados do levantamento das frequências dos modos de cavidade serão realizadas no ponto de medição I03, visando facilitar a visualização dos gráficos.

Observa-se também outra importante característica nesta análise, referente à largura da banda de frequência do primeiro modo de cavidade interna, que contém energia em larga faixa de frequência. Esta característica fornece um indicativo que justifica o motivo pelo qual os níveis de *buffeting* permanecem elevados em larga faixa de velocidade, conforme afirmado na análise do gráfico da Figura 6.2 e no mapa da Figura 6.4, já que boa parte desta faixa de frequência irá acoplar com uma parcela de alta energia da frequência do modo de cavidade.

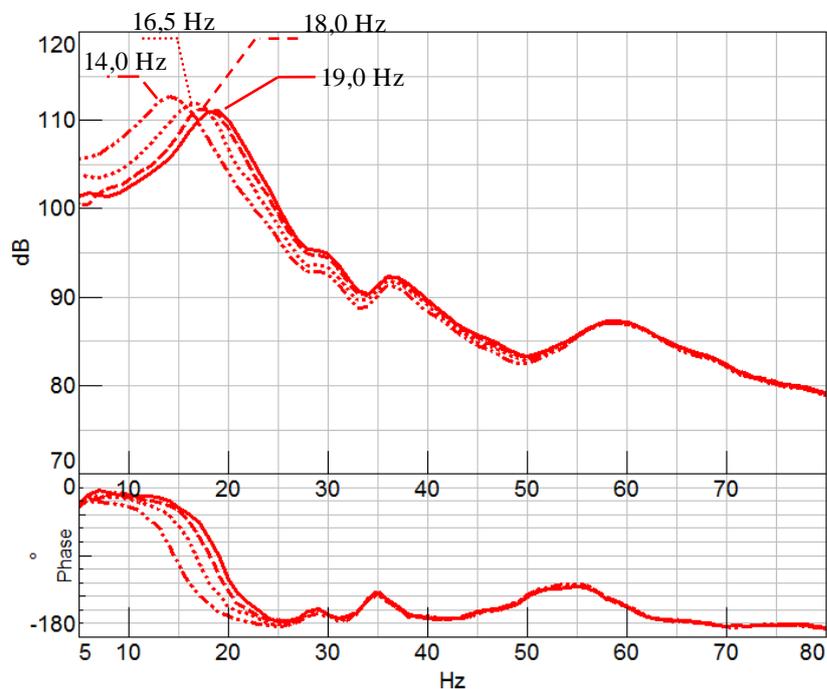
Os gráficos das Figuras 6.15 a 6.18 representam as FRF's referentes aos modos acústicos do habitáculo em cada condição de abertura da janela, tanto vertical como horizontal, propostos neste trabalho para análise do fenômeno do *buffeting*. Verifica-se, em uma primeira análise, que os valores das frequências dos modos acústicos encontrados em cada proporção de abertura vertical são similares aos valores das respectivas aberturas horizontais, isto porque as áreas de aberturas nas mesmas proporções são as mesmas conforme preconizado anteriormente. Nota-se também que a frequência do primeiro modo de cavidade diminui em função da redução da abertura da janela, coerente com a equação 4.2, cuja frequência é diretamente proporcional a área de abertura.

Já com relação aos demais picos identificados nas frequências mais altas, não ocorre o mesmo comportamento acima, os quais permanecem inalterados, independentemente da condição de abertura da janela, o que sugere que estas frequências não estão diretamente relacionadas com a abertura da janela.



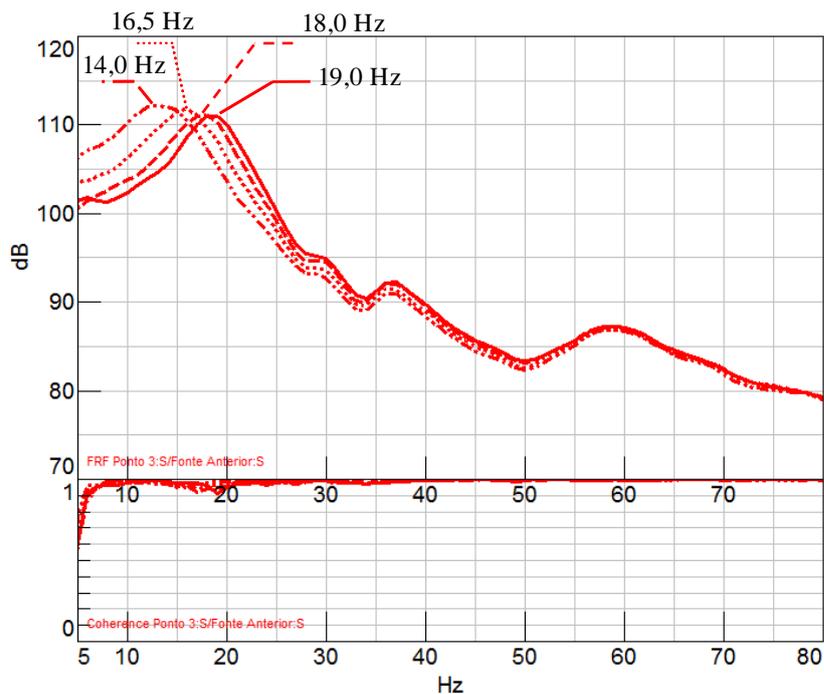
— $y/h = 1,00$ - - - $y/h = 0,75$ $y/h = 0,50$ - . - $y/h = 0,25$

Figura 6.15 – Gráfico FRF e Coerência – Caracterização das frequências dos modos acústicos interno com variação de abertura vertical da janela



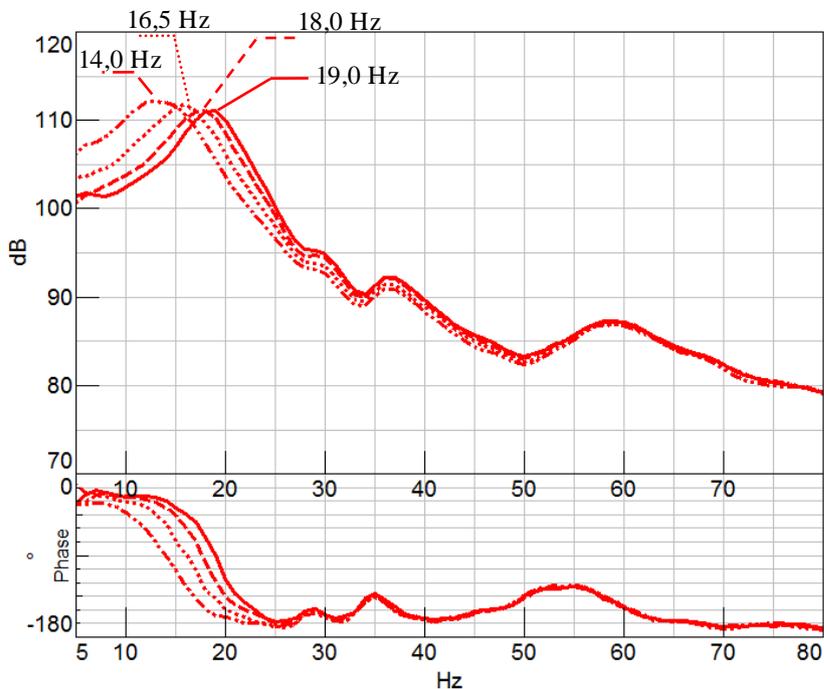
— $y/h = 1,00$ - - - $y/h = 0,75$ $y/h = 0,50$ - . - $y/h = 0,25$

Figura 6.16 – Gráfico FRF e Fase – Caracterização das frequências dos modos acústicos interno com variação de abertura vertical da janela



— $x/l = 1,00$ - - - $x/l = 0,75$ $x/l = 0,50$ - . . - $x/l = 0,25$

Figura 6.17 – Gráfico FRF e Coerência – Caracterização das frequências dos modos acústicos interno com variação de abertura longitudinal da janela



— $x/l = 1,00$ - - - $x/l = 0,75$ $x/l = 0,50$ - . . - $x/l = 0,25$

Figura 6.18 – Gráfico FRF e Fase – Caracterização das frequências dos modos acústicos interno com variação de abertura longitudinal da janela

Com as informações extraídas nos gráficos apresentados acima foi gerada a Tabela 6.1 seguinte:

Tabela 6.1 – Valores experimentais do comportamento do *buffeting*

Condições de provas	Faixa de ocorrência do <i>buffeting</i>		Faixa de pico máximo		Velocidade do pico máximo (km/h)	Freq. do pico máximo (Hz)	Freq. modo cavid. (Hz)	
	Veloc. (km/h)	Freq. (Hz)	Veloc. (km/h)	Freq. (Hz)				
Variação da abertura vertical (y/h)	1,0	50 a 130	12 a 22	80 a 110	17 a 20	96	18,5	19,0
	0,75	50 a 130	13 a 22	70 a 100	16 a 19	88	17,8	18,0
	0,50	50 a 130	11 a 20	65 a 95	15 a 17	85	16,1	16,5
	0,25	50 a 130	11 a 19	63 a 85	13 a 15	73	14,0	14,0
Variação da abertura longitudinal (x/l)	1,0	50 a 130	12 a 22	80 a 110	17 a 20	96	18,5	19,0
	0,75	50 a 130	15 a 21	60 a 79	16 a 19	74	17,6	18,0
	0,50	***	***	***	***	***	***	16,5
	0,25	***	***	***	***	***	***	14,0

*** Não foi constatado ocorrência de *buffeting* nas análises gráficas, coerente com a percepção subjetiva.

Os dados experimentais da Tabela 6.1 foram transportados para duas novas matrizes de correlação, conforme Figuras 6.19 e 6.20 respectivamente, nas condições de testes com abertura vertical e longitudinal da janela. Nestas matrizes é demonstrada a sobreposição da faixa de frequência de ocorrência do *buffeting*, faixa de frequência onde ocorreu o pico máximo de *buffeting*, velocidade do veículo onde ocorreu a maior amplitude, frequência do modo do habitáculo e, adicionalmente, a faixa de frequência de excitação calculada, exposto nas matrizes de correlação teórica.

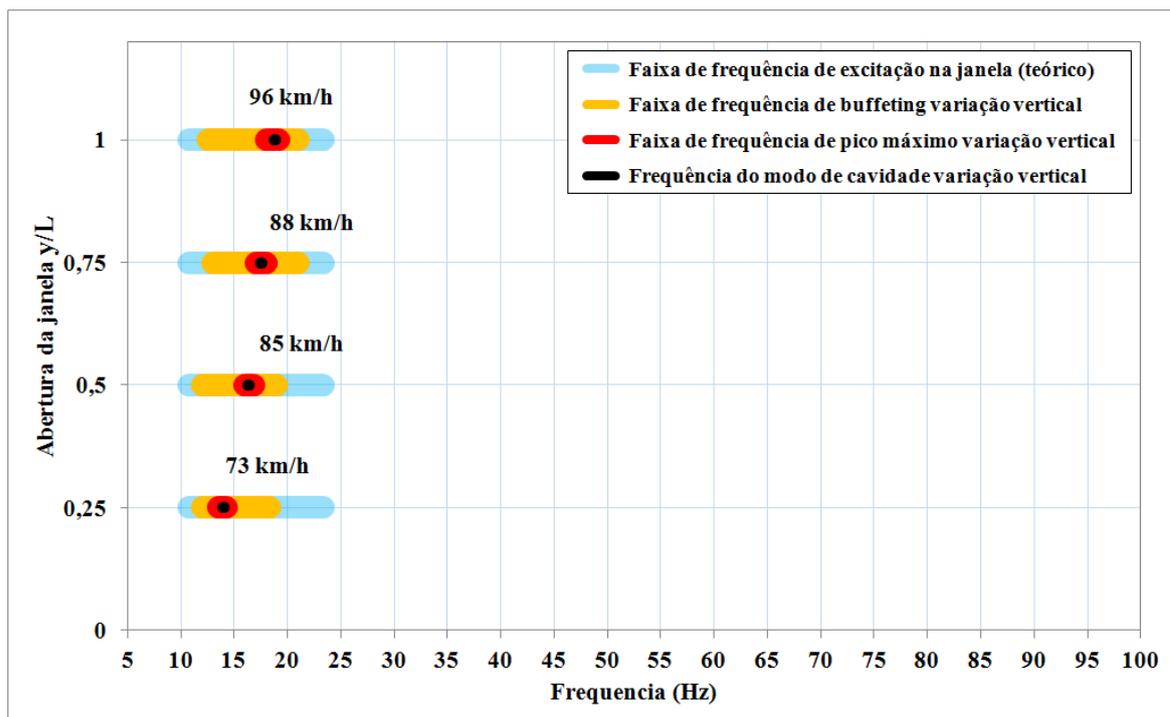


Figura 6.19 - Matriz de correlação de medição experimental do comportamento do *buffeting* – variação de abertura vertical da janela

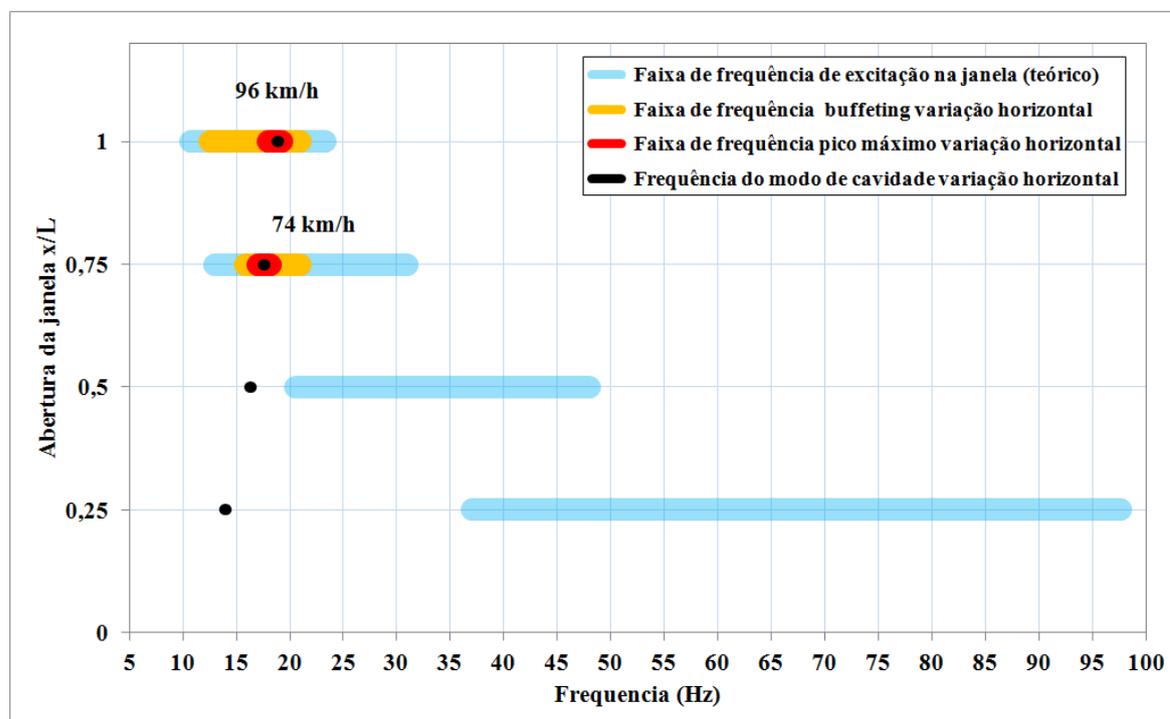


Figura 6.20 - Matriz de correlação de medição experimental do comportamento do *buffeting* – variação de abertura longitudinal da janela

As matrizes de correlação expostas nas Figuras 6.19 e 6.20 revelam características importantes para entendimento de fenômeno de geração do *buffeting*. A primeira informação extraída desta correlação, e também a principal, refere-se ao fato de que o ruído de *buffeting* ocorre apenas dentro da faixa de frequência de excitação do escoamento na janela previsto analiticamente, sobretudo, na condição onde a frequência do modo de cavidade encontra-se dentro desta faixa, situação que pode ser observada em todas as condições de abertura vertical. Na condição de abertura horizontal, este mesmo comportamento pode ser observado, além da abertura total, no primeiro estágio de abertura ($x/l = 1,0$ e $x/l = 0,75$). Nas outras duas situações de abertura horizontal com menor largura da janela ($x/l = 0,5$ e $x/l = 0,25$), não foi constatado o fenômeno do *buffeting*. Nestas duas condições, a frequência do modo de cavidade encontra-se fora da faixa de frequência de excitação teorizada. Outro fato importante observado é que a frequência do modo de cavidade medida em cada condição de abertura da janela encontra-se dentro da faixa de velocidade onde ocorre a máxima amplitude do ruído de *buffeting*. Este fato ocorre também em todas as condições de abertura vertical da janela e nas condições de abertura horizontal $x/l = 1$ e $x/l = 0,75$. Estas características confirmam a hipótese de que o fenômeno do *buffeting* ocorre devido ao acoplamento entre a frequência de excitação do escoamento na janela com a frequência do modo de cavidade, conforme teorizado e representado na matriz de correlação nas Figuras 4.14 e 4.15.

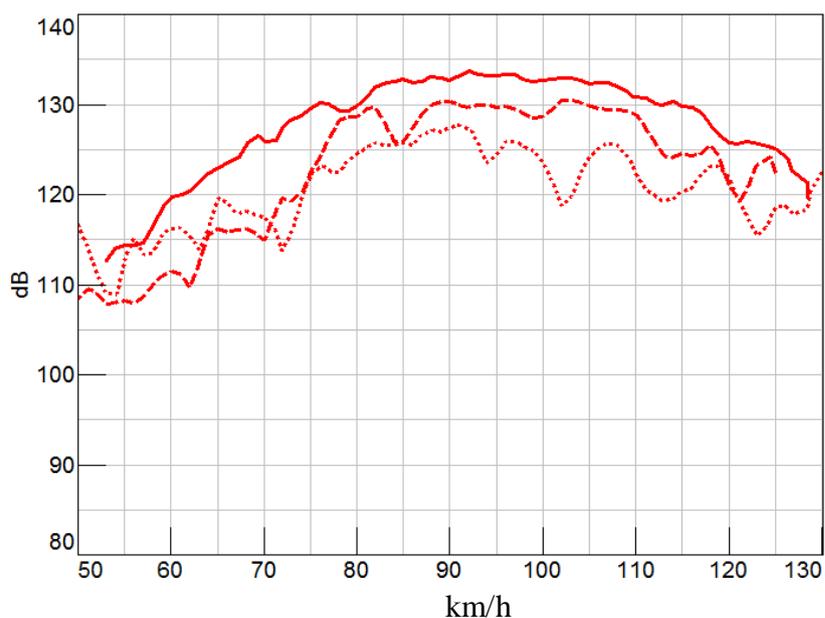
Comparando os valores das frequências dos modos acústicos internos medidos experimentalmente com os valores obtidos numericamente, bem como as velocidades onde ocorre o pico máximo obtido experimentalmente com os valores previstos analiticamente, verifica-se ótima correlação, indicando que o comportamento acústico referente ao *buffeting* pode ser prontamente previsto em fase inicial de projeto, através das equações sugeridas e validadas neste trabalho e também através das metodologias numéricas empregadas. Maiores detalhes destes estudos encontram-se nos Apêndices B e C.

6.4 Análise de Fatores que Influenciam na Geração de *Buffeting*

Nesta seção serão investigados alguns fatores que possam influenciar no ruído de *buffeting*, tendo como base os resultados dos testes experimentais realizados em túnel de vento e pista, nas mesmas condições de reprodução do *buffeting* (janela traseira totalmente aberta).

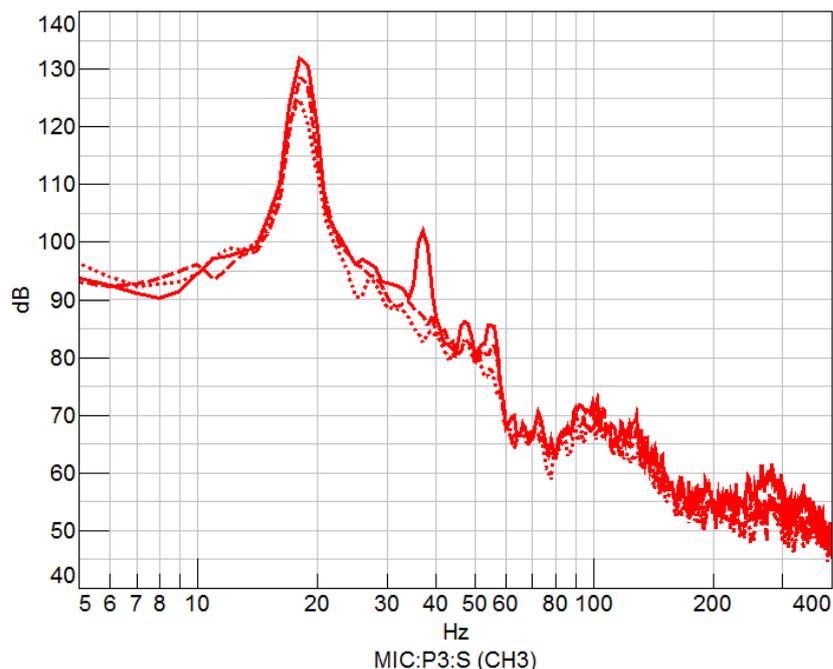
6.4.1 Efeito devido à adoção de aleta na entrada da janela

Os gráficos das Figuras 6.21 e 6.22 demonstram os níveis de ruído x velocidade e espectro de frequência a 100 km/h, respectivamente, das medições de ruído de *buffeting* realizadas com adoção de aleta na entrada da janela traseira, nas alturas de 26 e 40 mm, ilustrados na Figura 4.11 do Capítulo 4. Como referência os gráficos foram comparados com a condição base (sem aleta). Os gráficos demonstram redução dos níveis de *buffeting* na faixa de pico máximo com a adoção da aleta, em cerca de 4,0 dB na configuração com espessura de 26 mm e até 8,0 dB na configuração com espessura de 40 mm. Verifica-se que abaixo de 75 km/h o ruído foi praticamente eliminado, além da eliminação das frequências dos modos de ordens superiores. Entende-se, com base nestes resultados, que o uso de um defletor como meio de controle do *buffeting* se tornará ainda mais eficaz com aumento da espessura, porém, conforme mencionado a respeito do comprometimento com a estética, seu uso é mais apropriado para aplicação em tetos solares.



— Condição base - - - Defletora altura 26 mm Defletora altura 40 mm

Figura 6.21 – Gráficos de ruído x Velocidade – avaliação de adoção de defletora na entrada da janela traseira



— Condição base - - - Defletora altura 20 mm Defletora altura 46 mm

Figura 6.22 – Espectro de ruído – avaliação de adoção de defletora na entrada da janela traseira

6.4.2 Efeito da variação do ângulo de incidência do escoamento

Os gráficos da Figura 6.23 demonstram os níveis de ruído global (NPS) processados dos microfones nas posições I01, I02, I03 e I04, em função da variação do ângulo de incidência do vento sobre o veículo em $+10^\circ$ e -10° , na velocidade de 100 km/h. Como referência, estas medições foram sempre comparadas com a medição padrão no ângulo de 0° . Nos gráficos da Figura 6.24 são demonstrados os espectros em frequência de cada ângulo obtido do microfone na posição I03.

Em termos absolutos (níveis globais), observa-se nos gráficos redução dos níveis em torno de 3 dB na condição de variação negativa do ângulo (-10°). Além desta redução, observa-se também no ângulo de -10° de incidência, já na análise espectral, a eliminação dos picos das frequências dos 2º e 3º modos. Este comportamento ocorreu devido o fato de que neste estudo foi utilizada a janela lateral esquerda aberta, portanto, com ângulo negativo a incidência não é direta na janela. A situação é oposta com o ângulo $+10^\circ$, cuja incidência do escoamento é direta, portanto, justifica a tendência de aumentar os níveis de buffeting.

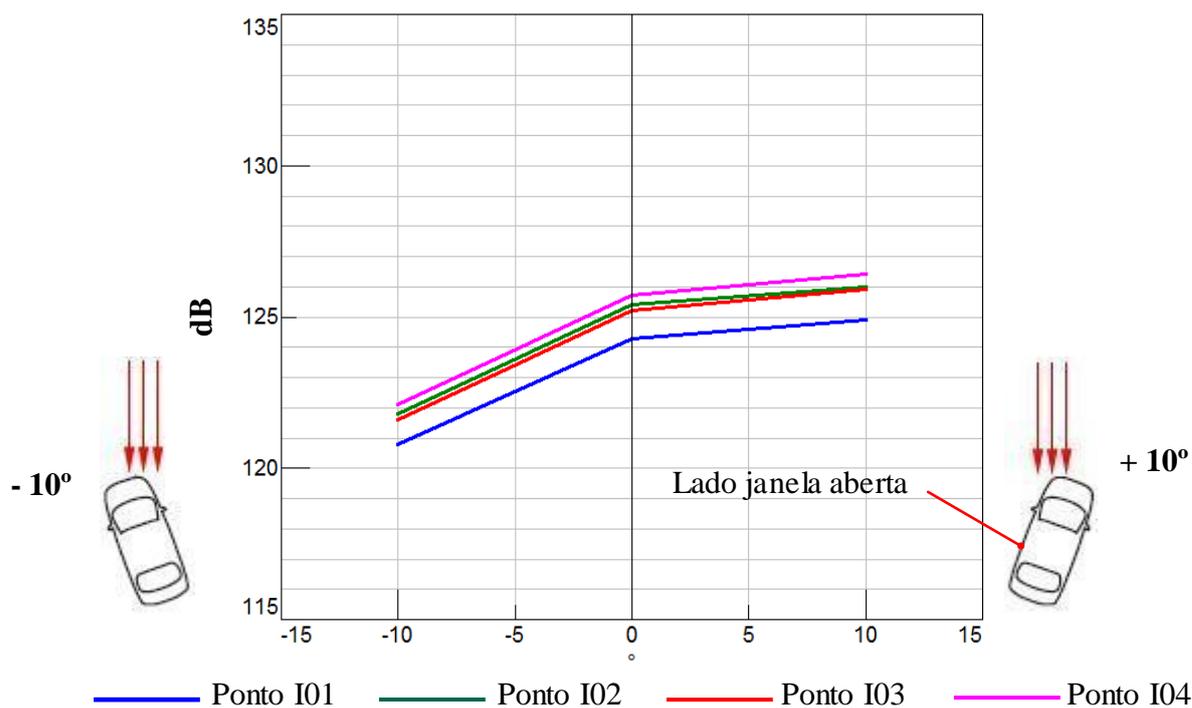


Figura 6.23 – Gráfico de ruído x ângulo – Efeito de variação do ângulo de incidência sobre a abertura da janela

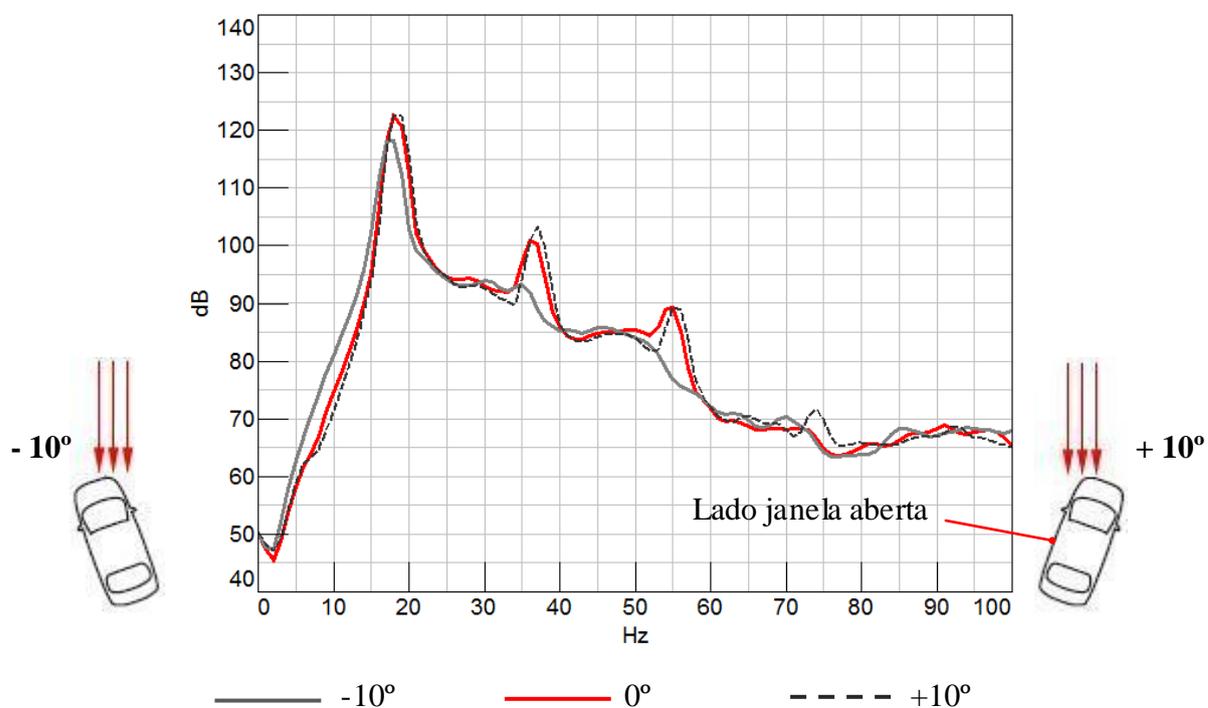
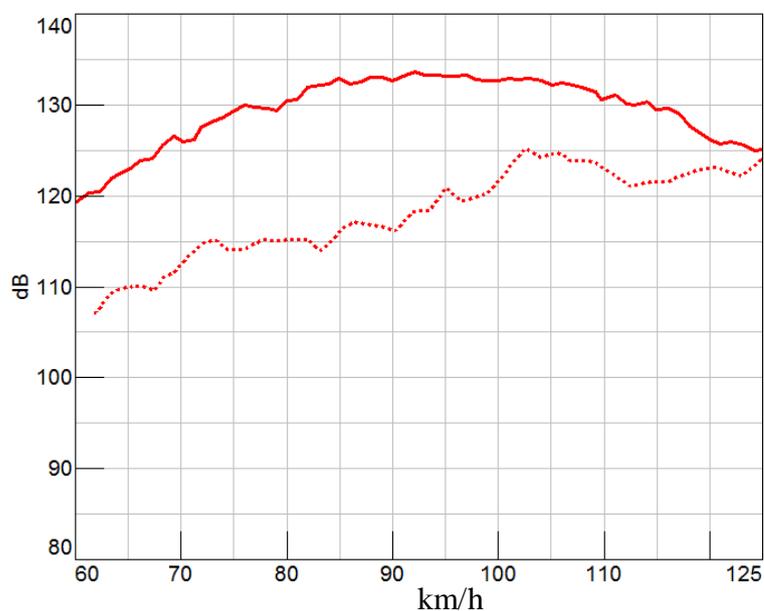


Figura 6.24 – Espectro de ruído – Efeito de variação do ângulo de incidência – Posição I03

6.4.3 Efeito da abertura das janelas dianteira e traseira

Nesta análise foi avaliada a diferença de comportamento do *buffeting* em termos de nível de pressão sonora, quando produzido pela abertura da janela dianteira e traseira, conforme demonstrado na Figura 6.25. O comparativo dos gráficos medidos nestas duas condições demonstra que a magnitude do *buffeting* produzido pela abertura da janela traseira é relativamente maior em relação ao produzido pela abertura da janela dianteira. Entende-se que o principal fator responsável pela considerável diferença encontrada nestas duas condições esteja relacionado com a posição geométrica das duas janelas. Isto porque na janela traseira o escoamento percorre maior comprimento na lateral plana que favorece no desenvolvimento do escoamento e formação da camada limite na área do vidro dianteiro e, posteriormente, descolamento desta camada ao atingir a abertura da janela. Estes fatores dão origem às oscilações periódicas do escoamento na abertura da janela traseira, responsáveis pela excitação do *buffeting* conforme estudado nas seções precedentes. No caso da janela dianteira, a separação do escoamento ocorre antes na coluna A e pelo retrovisor lateral, fazendo com que, ao contrário do que ocorre na janela traseira, o escoamento na abertura da janela dianteira tenha características randômicas.



— Janela lateral traseira aberta Janela lateral dianteira aberta

Figura 6.25 – Gráfico de ruído interno x Velocidade – avaliação do efeito da posição das janelas

6.5 Estudo do Comportamento do Ruído do Retrovisor

O estudo das características do ruído de retrovisor foi realizado por meio de análise dos gráficos de ruído, tanto no domínio da velocidade, variando entre 50 a 130 km/h, como no domínio da frequência, obtidos dos microfones de superfície R01 e R03 posicionados na região de esteira formada pelo escoamento do ar no retrovisor. Duas fontes de ruído se consideram relevantes na análise do retrovisor, o ruído de forma e o ruído gerado pelos pequenos interstícios das junções entre partes e acoplamento do retrovisor à carroceria. A análise do comportamento aerodinâmico desta fonte será baseada nos dados levantados em túnel de vento. A título de referência, esta análise inclui também os gráficos de ruído das medições realizadas no ponto E01. Este sensor foi posicionado fora da esteira formada pelo retrovisor e dos vórtices formados na coluna A, portanto, situado em campo distante da influência destas duas fontes. Para efeito de referência, a posição dos sensores externos encontra-se novamente ilustrado na Figura 6.26.

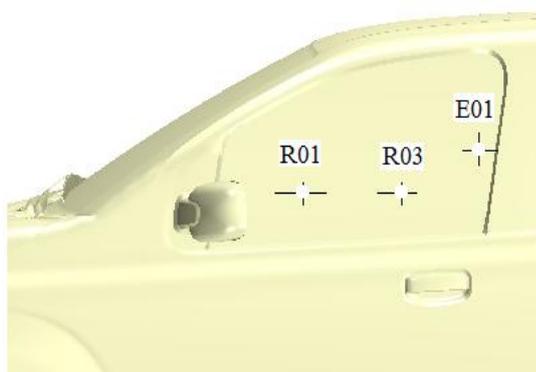


Figura 6.26 – Posicionamento dos microfones na região do retrovisor

Considera-se relevantes dois fatores no processo de medição por meio de microfones de superfície, os quais dificultam bastante a análise de ruído aerodinâmico. O primeiro, devido ao fato de que estes microfones se situam supostamente na região da camada limite, sendo assim, o escoamento aerodinâmico interage fortemente com o microfone. O segundo, devido à presença de outras fontes de ruído aerodinâmico do veículo, que embora estejam distantes do retrovisor, podem de certa forma contribuir dependendo da magnitude dos níveis.

Para efeito de cálculo do Reynolds que envolve a condição de escoamento sobre o retrovisor, foi realizado o mesmo procedimento adotado no cálculo do Reynolds da abertura da janela lateral no tópico 6.2, entretanto, em se tratando de retrovisor, a análise não é tão simples. Isto porque a geometria deste componente é mais complexa, logo, ao ser aplicado a equação $Re = \rho UD/\mu$ deve ser considerado dois parâmetros para variável D , sendo a largura do retrovisor e a largura da base do retrovisor. Considera-se neste cálculo os valores da largura do retrovisor $D_1 = 70$ mm e a largura da base $D_2 = 13$ mm sob condição de velocidade do escoamento U_∞ equivalente à velocidade do veículo entre 60 a 130 km/h ($U_{inicial} = 16,7$ m/s e $U_{final} = 36,1$ m/s), densidade do ar $\rho = 1,2$ kg/m³ e viscosidade dinâmica do ar $\mu = 1,8 \times 10^{-5}$ N.s/m² (dados tabelados a temperatura $T = 20^\circ\text{C}$ e pressão atmosférica a 1 atm). Os valores correspondentes de Re mínimo e máximo, baseados nos dados acima, são de $7,8 \times 10^4$ e $3,1 \times 10^5$ respectivamente.

6.5.1 Caracterização do ruído de retrovisor

Nos gráficos da Figura 6.27 são apresentados os níveis de ruído globais (NPS) em função da velocidade do escoamento em intervalos de 10 km/h, variando entre 50 a 130 km/h. As análises foram concentradas nos pontos medidos pelos sensores nas posições R01 e R03, juntamente com o gráfico obtido da medição realizada no ponto E01. Observa-se maiores níveis de ruído nos pontos R01 e R03 em relação ao ruído medido no ponto E01. A princípio, este comportamento sugere que a diferença destes níveis é atribuída ao ruído da esteira do retrovisor. Observa-se também maiores níveis medidos no microfone R01 em relação ao R03, que ocorrem devido a uma tendência de perda de energia formada na esteira do retrovisor à medida que aumenta a distância da fonte. Finalmente, observa-se também nestes gráficos o aumento dos níveis de ruído proporcionalmente com o aumento da velocidade. Este comportamento está coerente com o aumento de intensidade das fontes monopolo, dipolo e quadrupolo com aumento da velocidade, conforme equações 3.1, 3.2 e 3.3 descritas no Capítulo 3, ou mesmo do aumento logaritmo de ruído aerodinâmico com o aumento da velocidade, conforme sugerido no item 2.1 do Capítulo 2, neste caso obedecendo a expressão próxima de $45 \log_{10} V$, sendo V a velocidade do veículo.

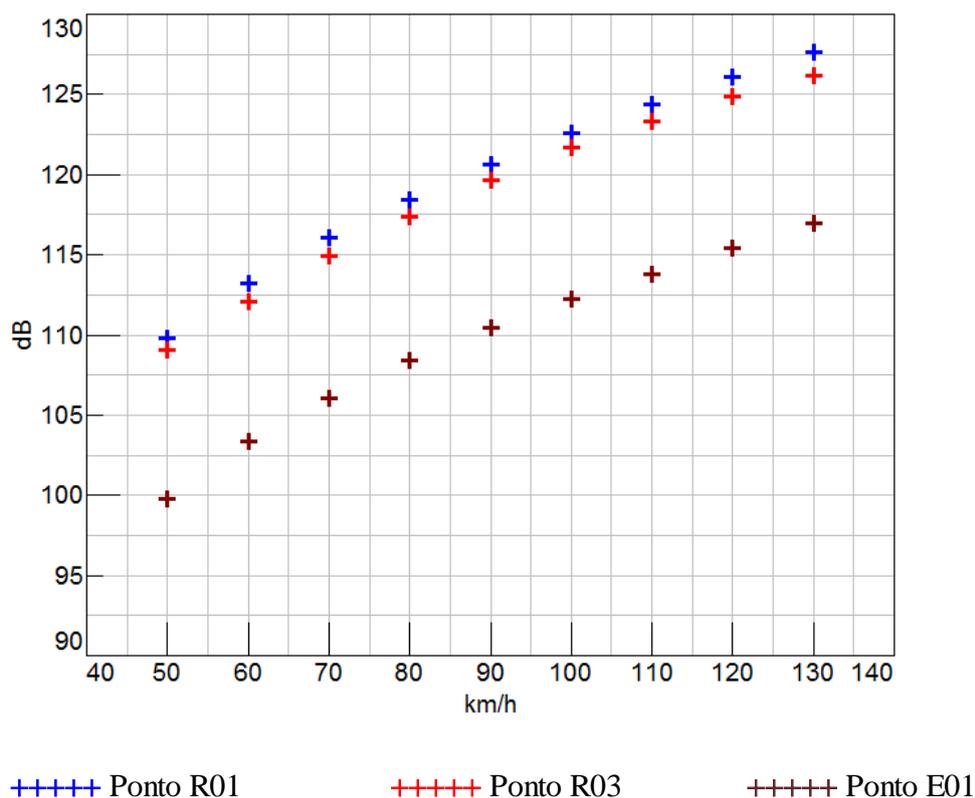


Figura 6.27 – Gráfico de ruído x Velocidade – medições na região do retrovisor lateral

Nas Figuras 6.28 e 6.29 são analisados os espectros dos níveis de ruído em função da frequência medidos nos pontos R01, R02 e E01 nas velocidades de 60 a 130 km/h em intervalos de 10 km/h. A análise foi baseada no comparativo dos níveis de ruído medidos nos pontos R01 e R03 com as medições realizadas no ponto distante E01. De maneira global, torna-se difícil a análise das características acústicas do retrovisor no domínio da frequência, em função dos fatores citados no início deste tópico, entretanto, algumas faixas de frequências apresentam importância nesta análise. A faixa de frequência de interesse nestas análises diz respeito à faixa que se destaca pela diferença dos níveis de ruído entre os pontos próximos ao retrovisor (R01 e R03) e o ponto distante E01. A diferença máxima obtida no ponto R01 compreende uma faixa de frequência entre 20 a 1000 Hz na velocidade de 60 km/h, aumentando gradativamente com o aumento da velocidade, compreendendo faixa entre e 20 a 3000 Hz na velocidade de 130 km/h. Visto que os níveis no ponto E01 estão distantes do retrovisor é coerente atribuir a diferença ao ruído do retrovisor. Embora seja notado um discreto pico o qual varia na frequência em função da variação da velocidade, dentro da faixa

entre 20 a 200 Hz, este mesmo comportamento pode ser constatado no ponto E01, portanto, a princípio este pico não pode ser atribuído ao ruído de forma do retrovisor.

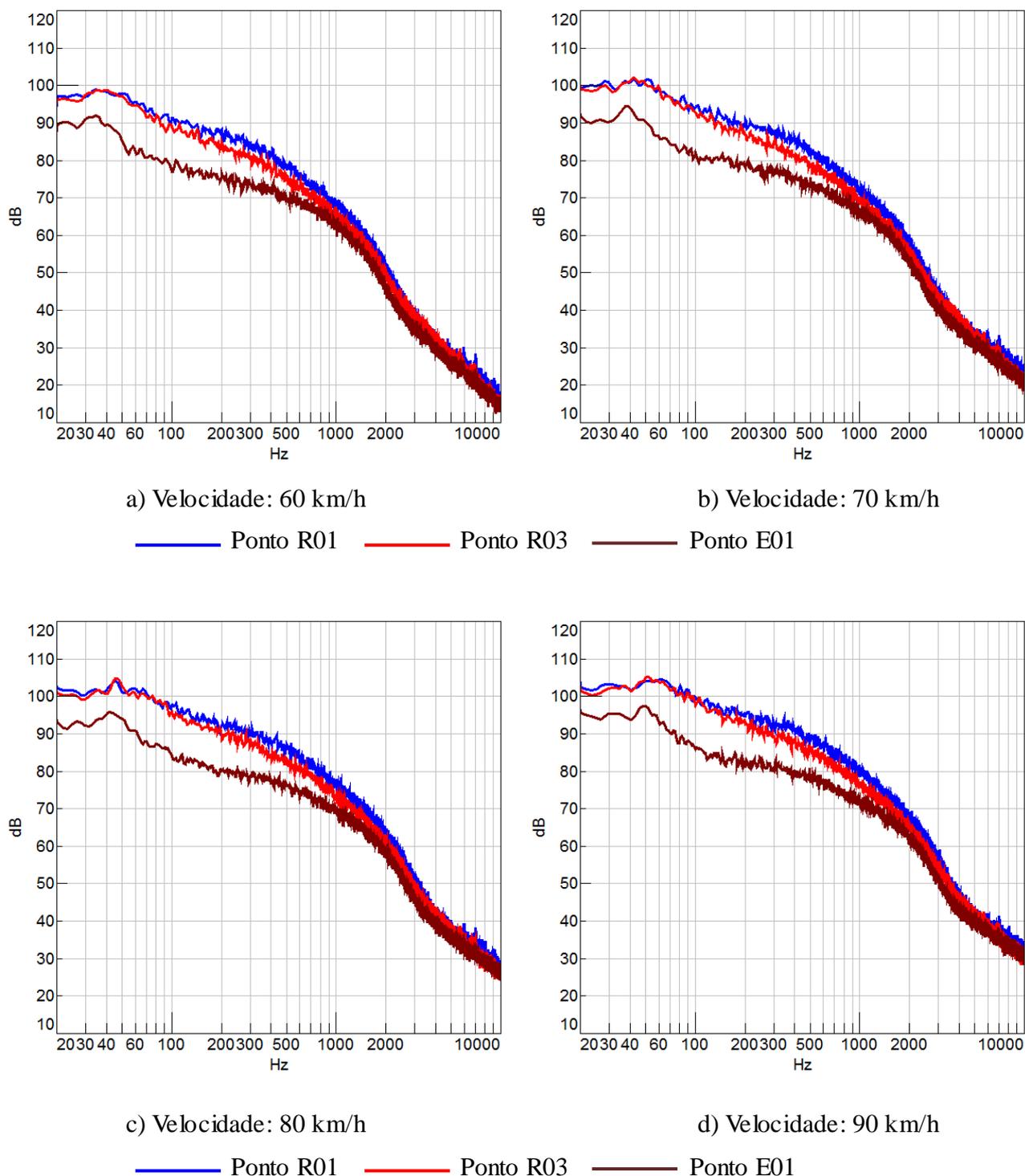
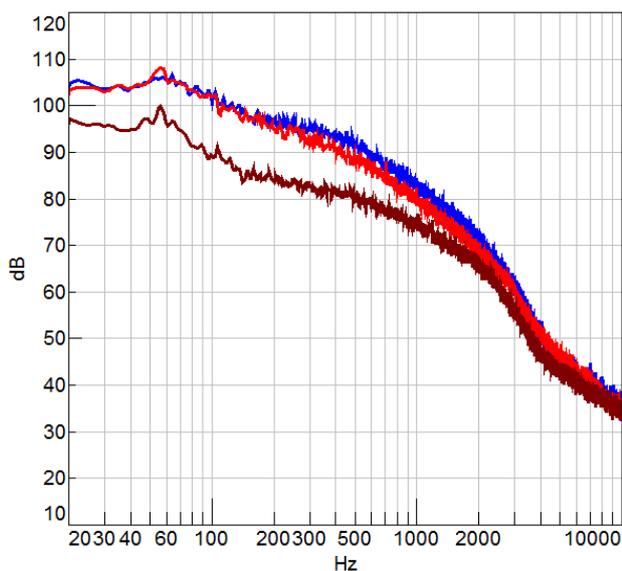
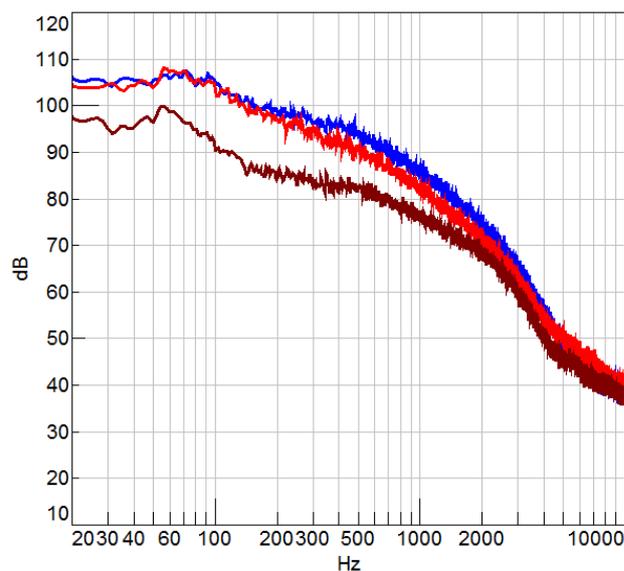


Figura 6.28 – Espectro de ruído medido nos pontos R01, R03 e E01 nas velocidades:
a) 60 km/h; b) 70 km/h; c) 80 km/h e d) 90 km/h

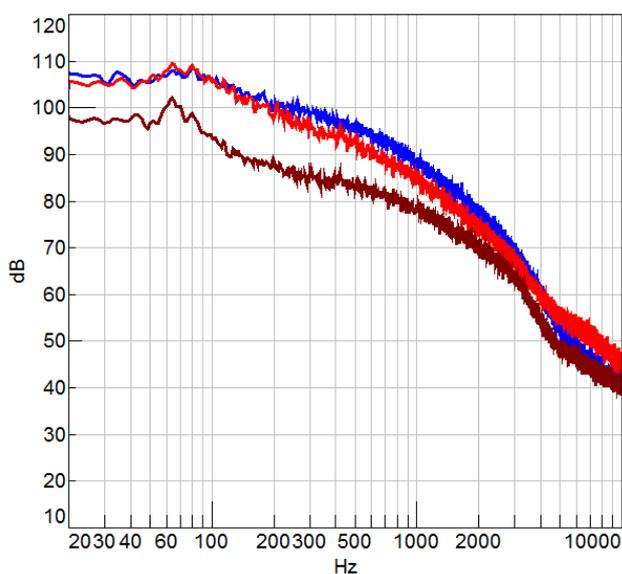


a) Velocidade: 100 km/h

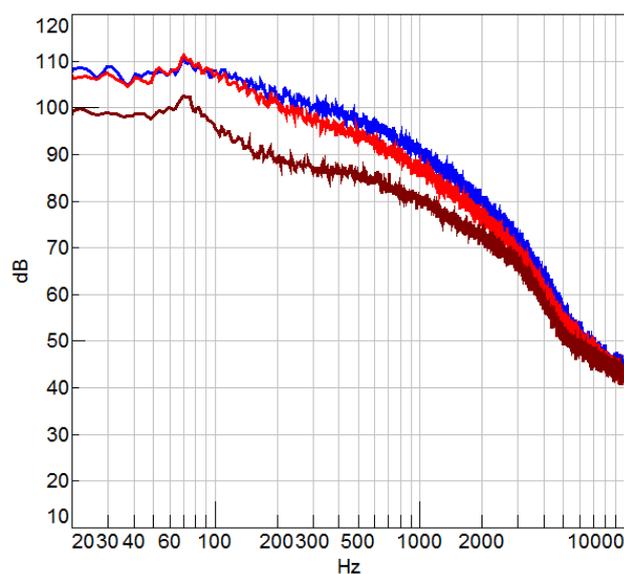


b) Velocidade: 110 km/h

— Ponto R01 — Ponto R03 — Ponto E01



c) Velocidade: 120 km/h



d) Velocidade: 130 km/h

— Ponto R01 — Ponto R03 — Ponto E01

Figura 6.29 – Espectro de ruído medido nos pontos R01, R03 e E01 nas velocidades:

a) 100 km/h; b) 110 km/h; c) 120 km/h e d) 130 km/h

Nas Figuras 6.30 a 6.33 são analisados os mesmos espectros de ruído em função da frequência medidos nos pontos R01 e R03 e nas mesmas velocidades, porém nesta análise são comparados os níveis de ruído medidos na condição de origem e na condição após vedação das arestas e junções na carroceria, em particular na região da janela dianteira e acoplamento do retrovisor com a carroçaria, aqui denominado resíduo. A faixa de interesse nesta análise diz respeito à faixa que se destaca pela diferença dos níveis de ruído entre as condições de origem e resíduo. Visto que com a vedação os contornos e pequenos interstícios nas junções do retrovisor foram eliminados neste processo, a diferença encontrada nas duas curvas pode ser atribuída ao ruído causado pela influência dos fatores citados acima (forma e junções), em particular nas faixas de baixa e alta frequência.

A primeira faixa de frequência que se destaca nesta análise refere-se às baixas frequências, entre 20 a 200 Hz, na qual foi identificado um discreto pico de ruído nas análises dos espectros das Figuras 6.28 e 6.29. Nota-se redução deste pico na condição de resíduo em todas as curvas, portanto, é coerente atribuir este pico aos efeitos devido as arestas e interstícios. A ausência de picos predominantes nos espectros obtidos na condição de resíduo indica que o ruído de retrovisor possui características de banda larga de frequência

A segunda faixa de frequências que se destaca refere-se às altas frequências, entre 4000 a 10000 Hz. Esta faixa torna-se de difícil análise visto que são poucas as alterações que ocorrem nos gráficos. Devido aos baixos níveis de ruído nesta faixa, pouco se destaca em relação aos espectros obtidos na condição de resíduo, entretanto, uma vez que os níveis de ruído dentro desta faixa também foi reduzido, torna-se evidente a influência deste fator também nas faixas de altas frequências.

Conforme constatado nas análises dos espectros, pouco se observou em termos de ruído característico nos espectros medidos nos pontos R01 e R03, em relação ao ponto distante E01, ou mesmo ligeira diferença dos níveis em relação à condição de resíduo. Por se tratar de um componente de produção, problemas de ruído de origem aerodinâmica, no que diz respeito ao ruído de forma ou ruído causado pelas junções do retrovisor, foram previamente tratados em fase de desenvolvimento. O intuito desta análise é justamente identificar as faixas de frequências características de ruído no retrovisor, fornecendo informações que contribuam para identificação e atuação no sentido de controle de ruído de origem aerodinâmica em retrovisores, portanto, considera-se atendido tal objetivo dentro da metodologia de provas experimentais proposto neste trabalho.

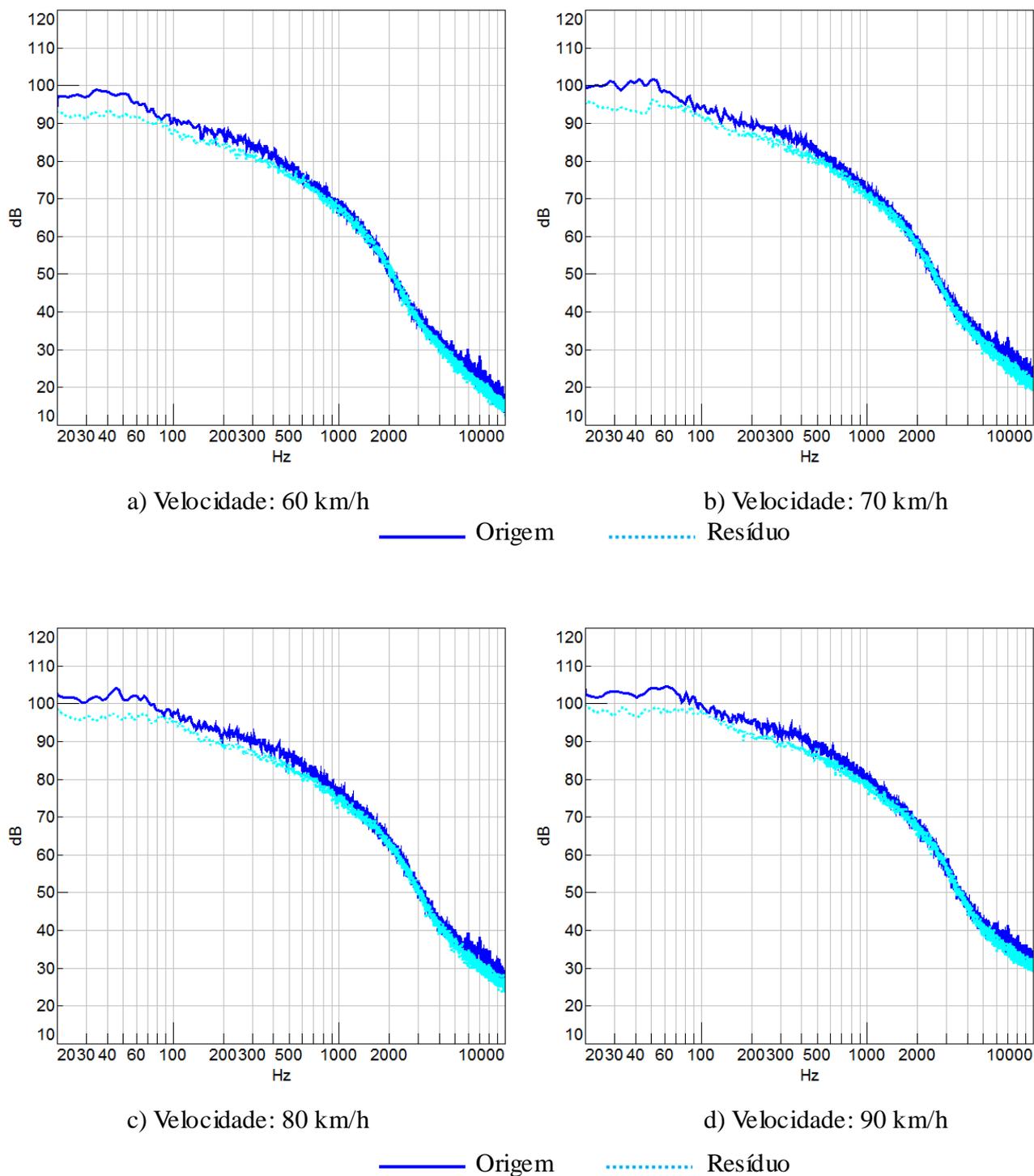


Figura 6.30 – Espectro de ruído medido no ponto R01 nas condições origem e resíduo nas velocidades: a) 60 km/h; b) 70 km/h; c) 80 km/h e d) 90 km/h

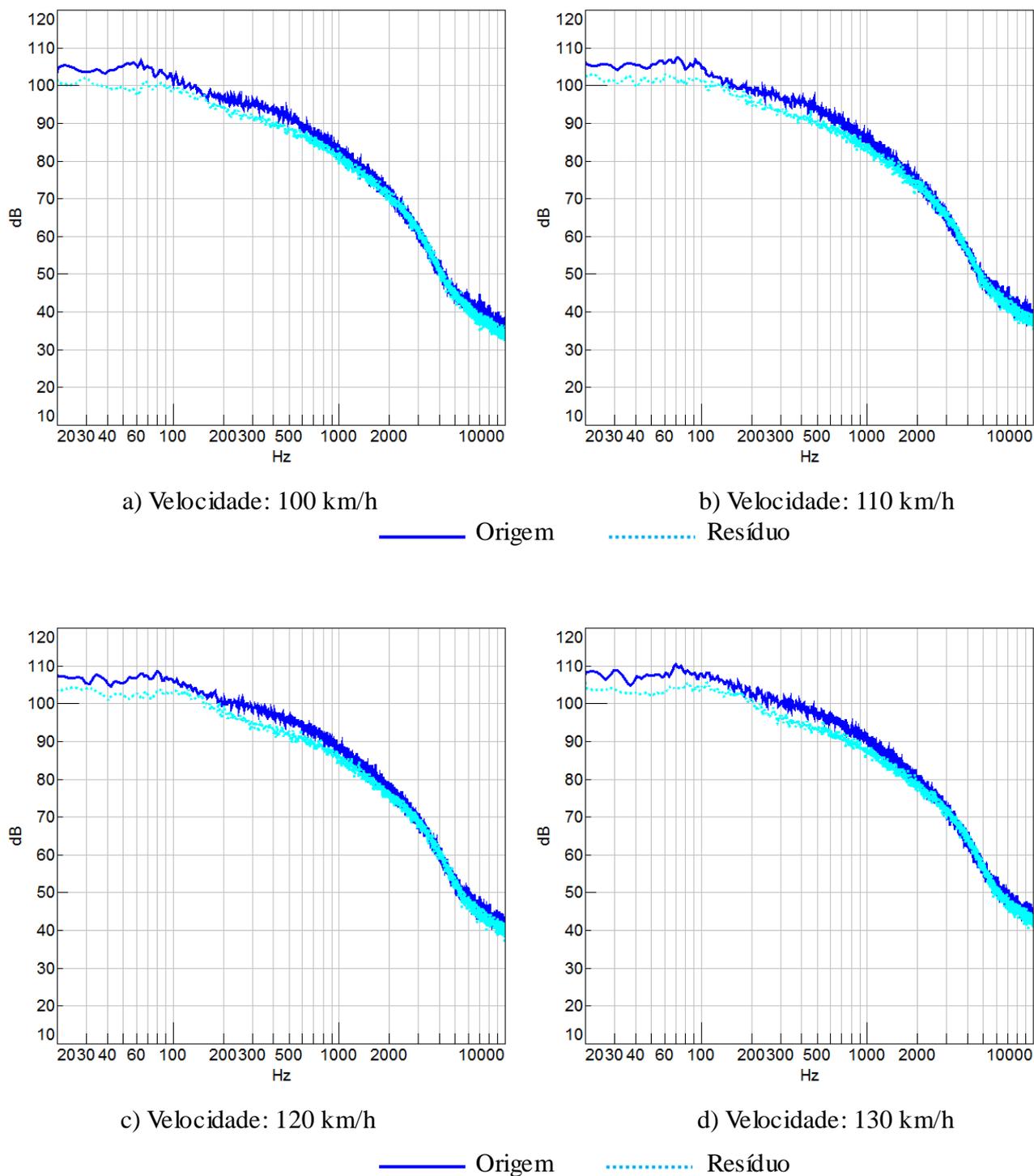


Figura 6.31 – Espectro de ruído medido no ponto R01 nas condições origem e resíduo nas velocidades: a) 100 km/h; b) 110 km/h; c) 120 km/h e d) 130 km/h

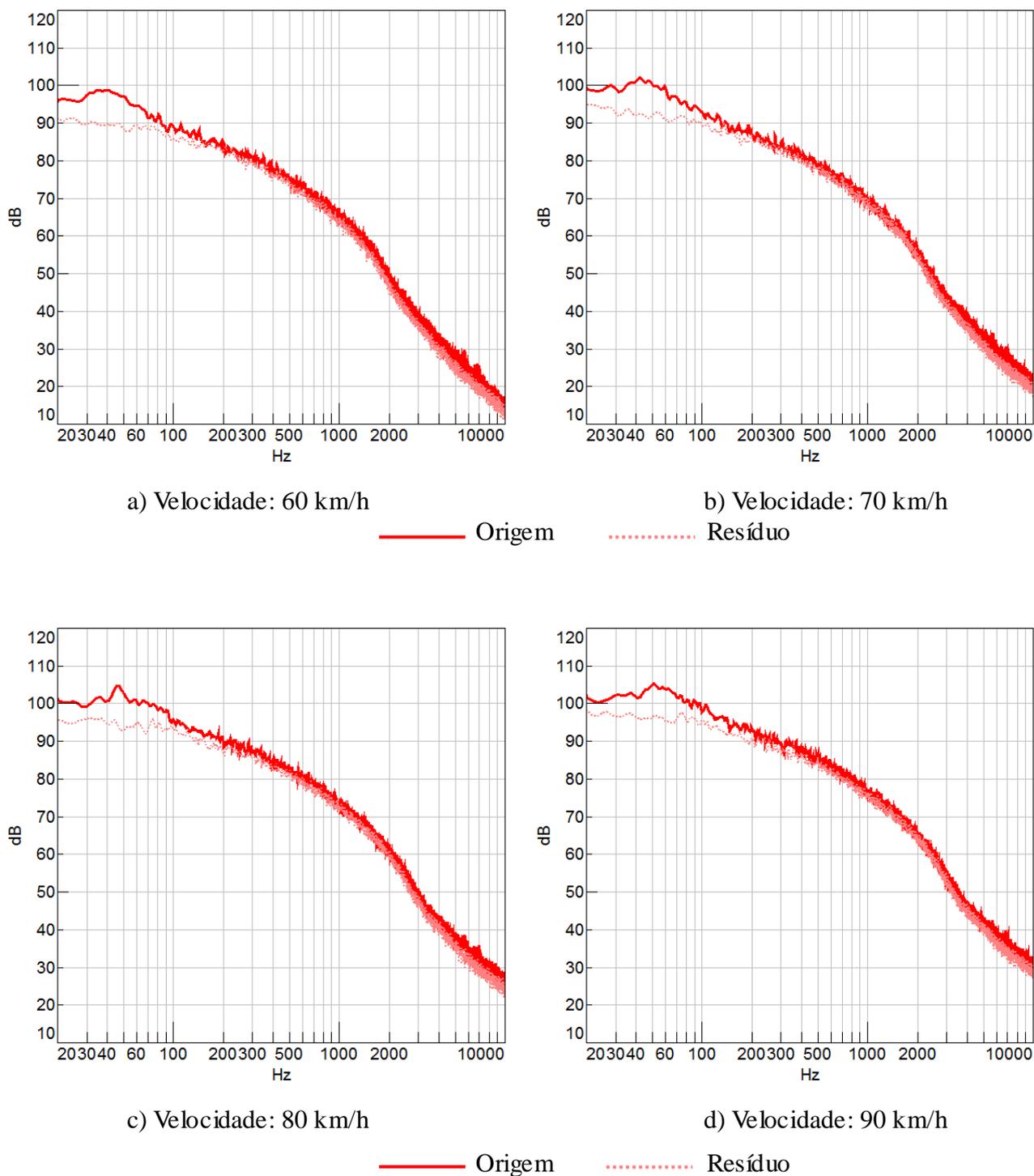


Figura 6.32 – Espectro de ruído medido no ponto R03 nas condições origem e resíduo nas velocidades: a) 60 km/h; b) 70 km/h; c) 80 km/h e d) 90 km/h

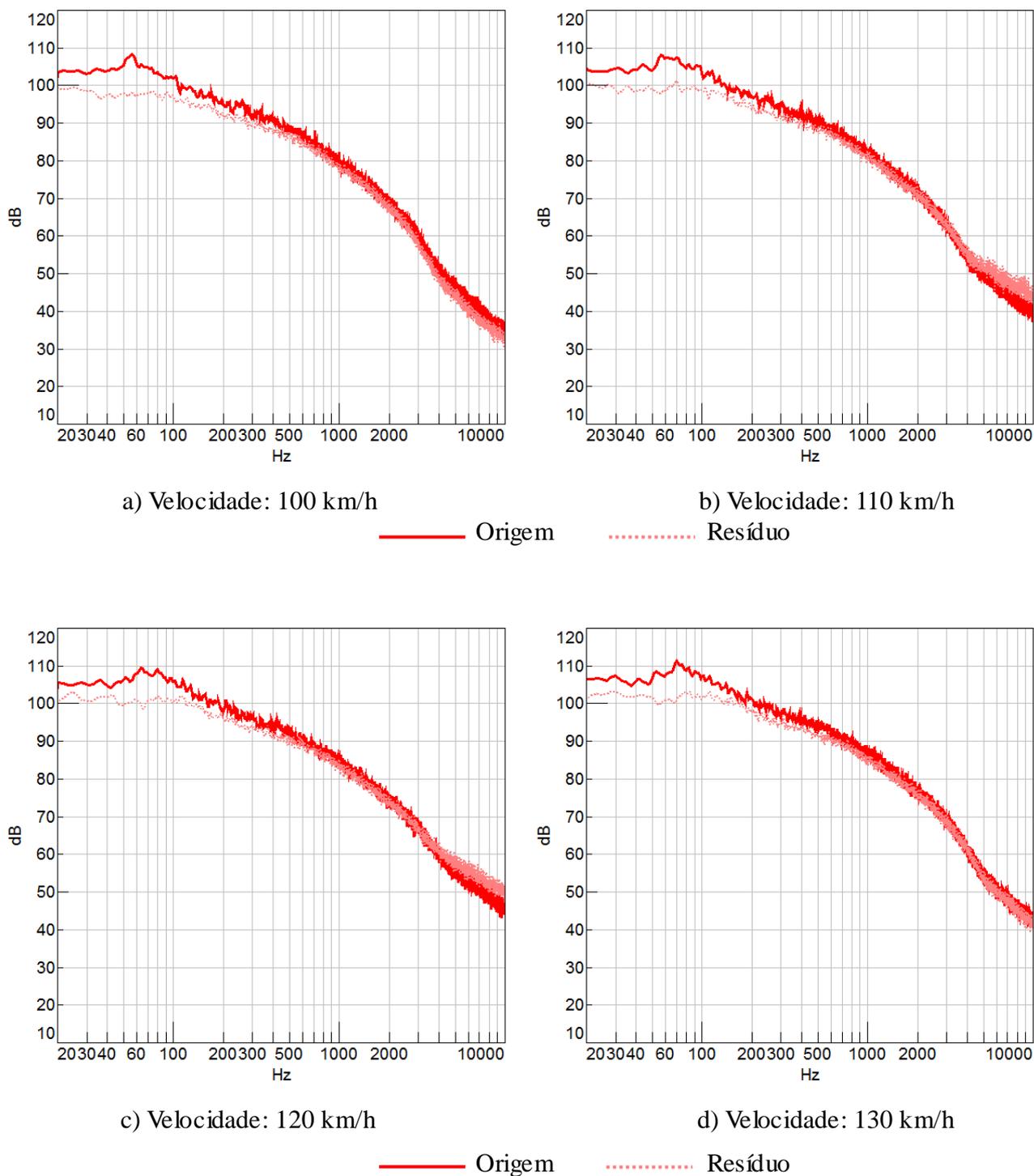


Figura 6.33 – Espectro de ruído medido no ponto R03 nas condições origem e resíduo nas velocidades: a) 100 km/h; b) 110 km/h; c) 120 km/h e d) 130 km/h

6.5.2 Efeito da variação do ângulo de incidência do escoamento no retrovisor

Os gráficos da Figura 6.34 demonstram os níveis de ruído globais processados em cada ângulo de incidência do vento, em -10° e $+10^\circ$. Como referência, estas medições foram sempre comparadas com a medição base no ângulo de 0° . Nos gráficos da Figura 6.35 e 6.36 são demonstrados os espectros em frequência nos pontos de medição R01 e R03 respectivamente, também nas avaliações variando em -10° , 0° e $+10^\circ$. Em termos absolutos (níveis globais) observa-se, ao contrário do que ocorreu no *buffeting* nas mesmas variações de ângulo, uma tendência de aumento dos níveis na condição de variação negativa e redução na condição de variação positiva do ângulo. Este comportamento foi constatado também na análise espectral, em toda faixa de frequência analisada na variação tanto negativa como positiva do ângulo. Ressalta-se que, também neste caso, o retrovisor avaliado foi do lado esquerdo do veículo (lado motorista).

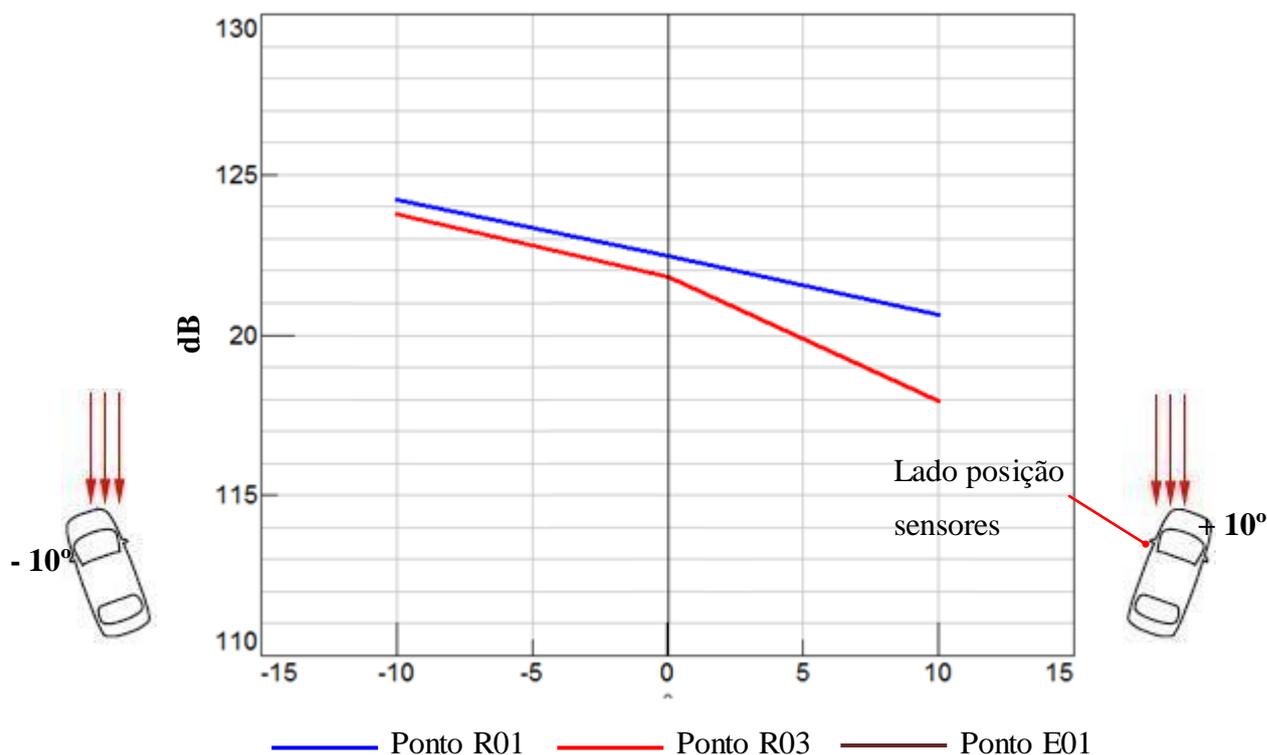


Figura 6.34 – Gráfico de ruído x ângulo – Efeito variação do ângulo de incidência no retrovisor

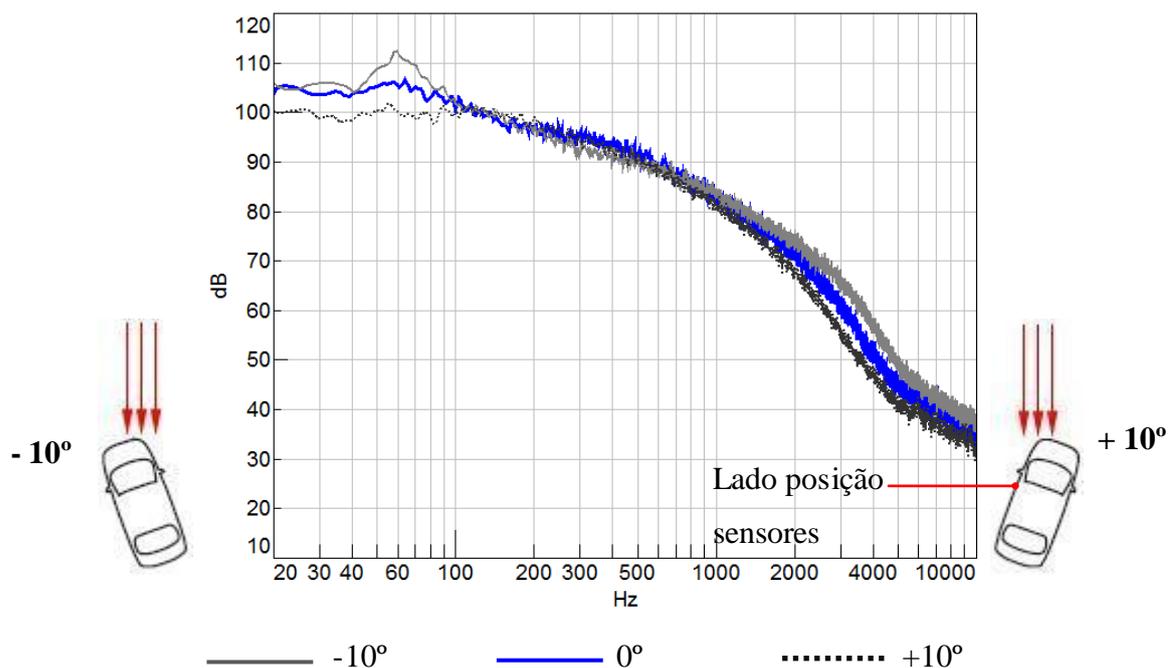


Figura 6.35 – Espectro de ruído – Efeito de variação do ângulo de incidência – Posição R01

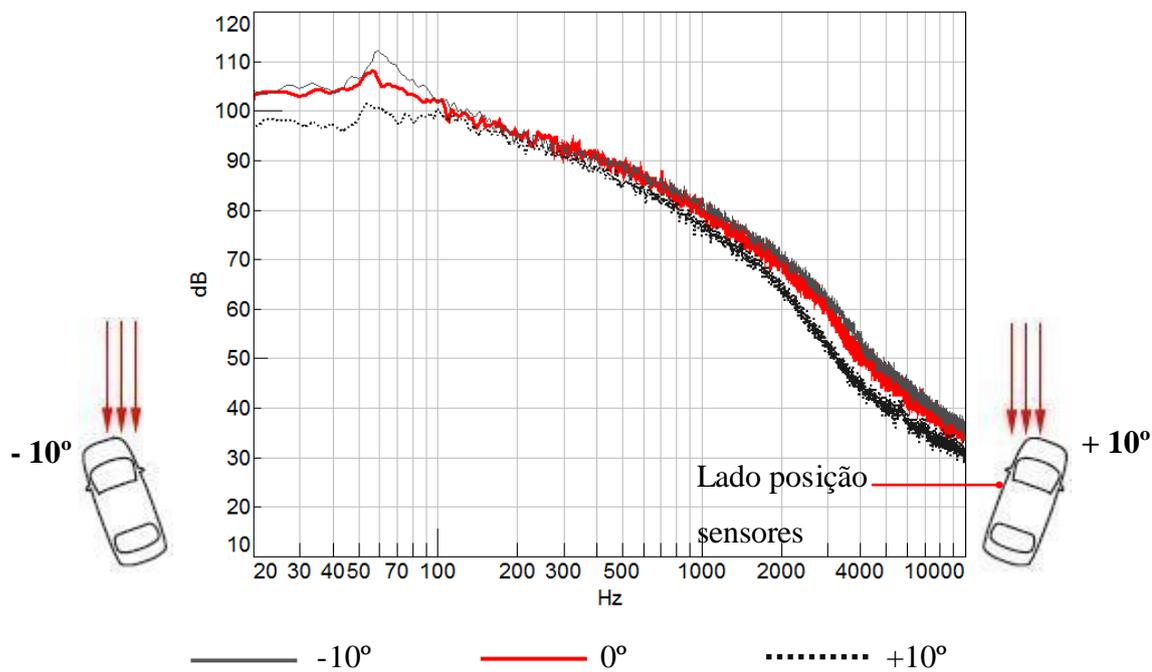


Figura 6.36 – Espectro de ruído – Efeito de variação do ângulo de incidência – Posição R03

6.6 Estudo do Comportamento do Ruído da Coluna A

Na etapa final da análise dos testes experimentais são apresentados os resultados obtidos na região próxima da coluna A, com os mesmos critérios que foram utilizados para avaliação do retrovisor. O estudo das características do ruído da coluna A será realizado por meio de análise dos gráficos de ruído medidos através de 03 microfones de superfície posicionados no vidro lateral esquerdo dianteiro na região que supostamente é formada um turbilhão ao longo da coluna A. Novamente será apresentada, para efeito de análise, disposição destes sensores na região da coluna A, na Figura 6.37.

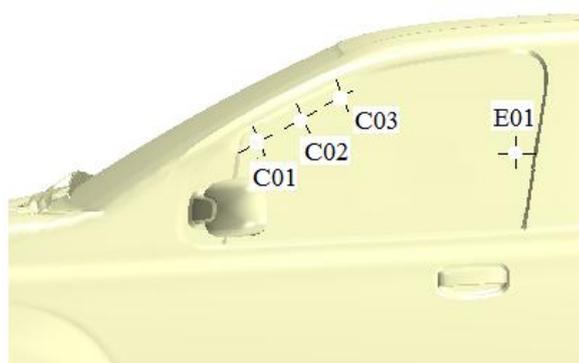
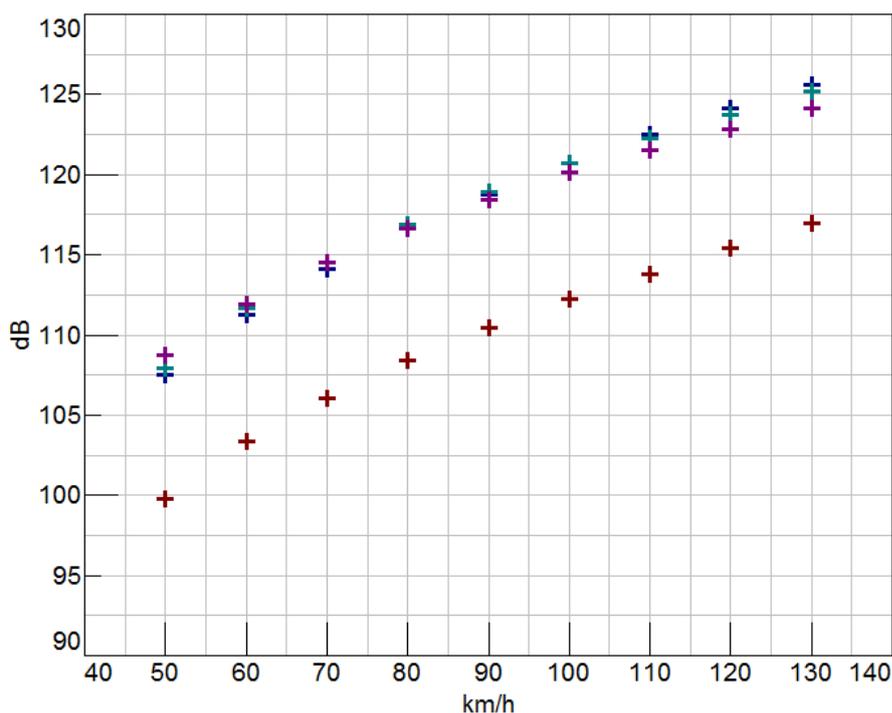


Figura 6.37 – Posicionamento dos microfones na região da coluna A

6.6.1 Caracterização do ruído na coluna A

Nos gráficos da Figura 6.38 são apresentados os níveis de ruído em função da velocidade do veículo em intervalos de 10 km/h, variando entre 50 a 130 km/h. As análises foram concentradas nos pontos medidos pelos sensores nas posições C01, C02 e C03, juntamente com o gráfico obtido da medição realizada no ponto E01. De forma geral, observa-se o mesmo comportamento encontrado nos gráficos de ruído próximos ao retrovisor, ou seja, os níveis de ruído aumentam na proporção em que a velocidade do vento também aumenta. Também em coerência com a análise do ruído de retrovisor, os níveis de ruído medidos nos pontos C01, C02 e C03 foram maiores em relação ao ponto E01, indicando a princípio, que estes níveis se referem à energia acústica na formação do turbilhão na coluna A. Na sequência, serão realizadas análises complementares em função da frequência para conclusão destes resultados.



+++++ Ponto C01 ++++++ Ponto C02 ++++++ Ponto C03 ++++++ Ponto E01

Figura 6.38 – Gráfico de ruído x Velocidade – medições na região da coluna A

Nas Figuras 6.39 e 6.40 são analisados os espectros dos níveis de ruído em função da frequência medidos nos pontos C01, C02, C03 e E01 nas velocidades de 60 a 130 km/h em intervalos de 10 km/h. Seguindo o mesmo critério adotado nas análises do ruído do retrovisor, foi realizada uma análise inicial baseada no comparativo dos níveis de ruído medidos nestes pontos com as medições realizadas no ponto distante E01. Novamente, a faixa de frequência de interesse nesta análise diz respeito à faixa que se destaca pela diferença dos níveis de ruído obtidos nos pontos da região de turbilhão da coluna A (C01, C02 e C03) e do ponto distante E01. A diferença máxima, obtida no ponto C01, compreende uma faixa de frequência entre 20 a 1000 Hz na velocidade de 50 km/h, aumentando gradativamente com o aumento da velocidade, compreendendo faixa entre 20 a 3000 Hz na velocidade de 130 km/h. Entretanto, esta diferença é menor nos pontos C02 e C03, já que a energia acústica tende a diminuir à medida que se distancia da base da coluna, na qual se observa no ponto C03 uma inversão dos níveis com o ponto E01 em altas frequências. De forma geral, a ausência de picos definidos, também nos espectros medidos nesta região, indicam que o ruído da coluna A possui características de banda larga de frequência.

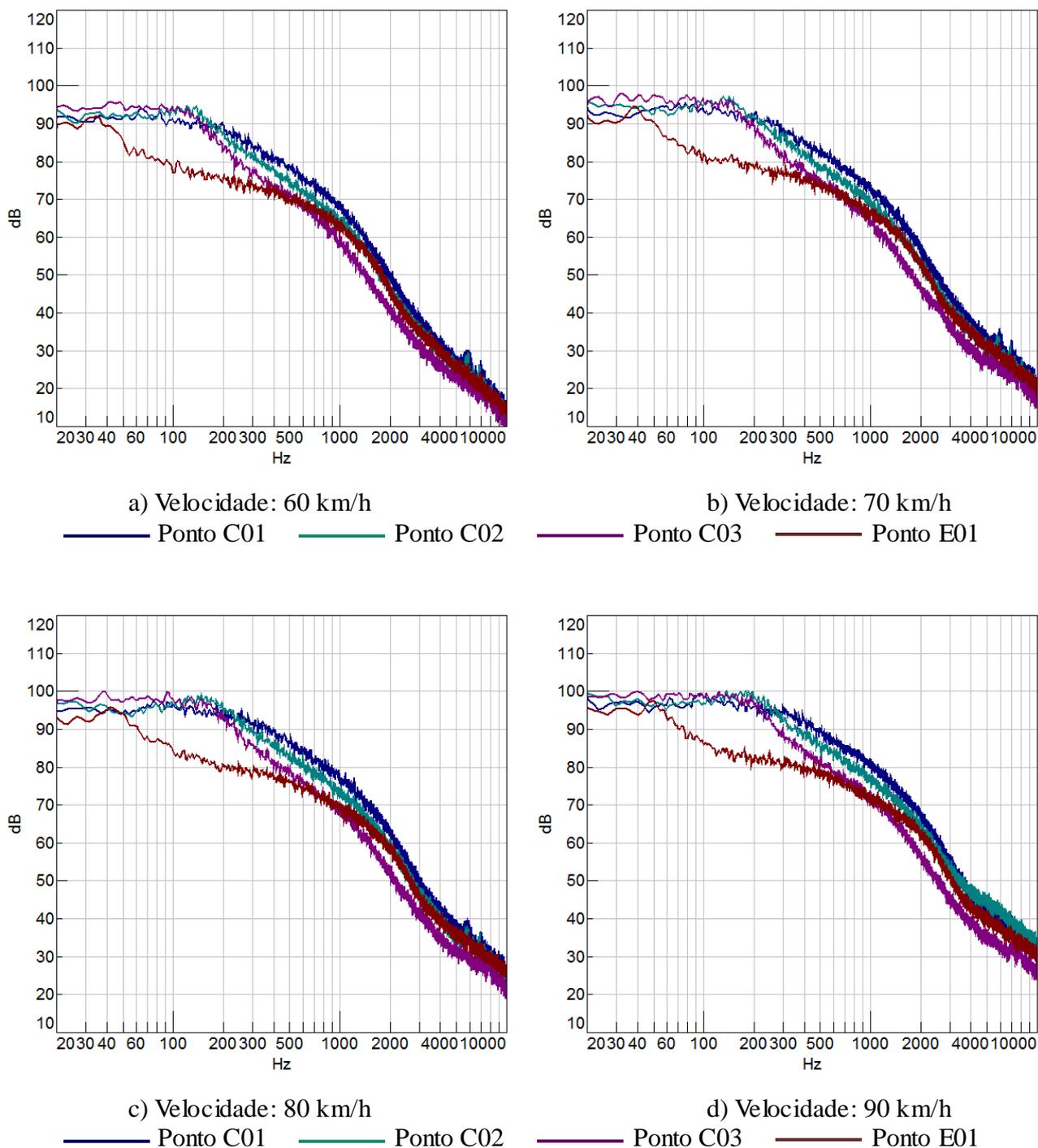
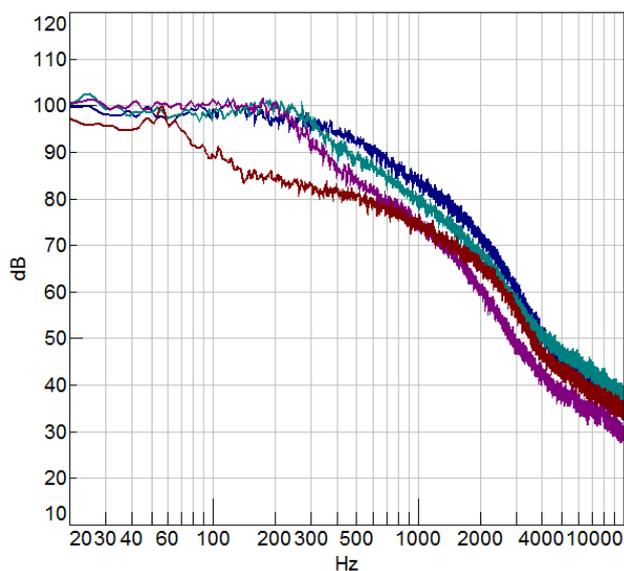
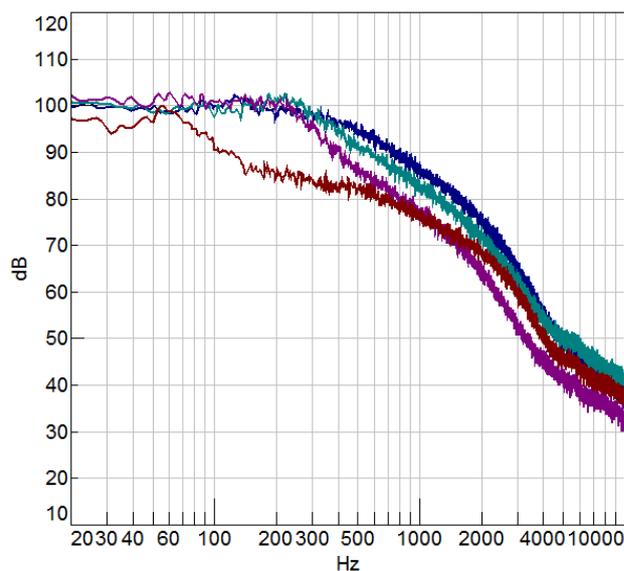


Figura 6.39 – Espectro de ruído medido nos pontos C01, C02, C03 e E01 nas velocidades: a) 60 km/h; b) 70 km/h; c) 80 km/h e d) 90 km/h



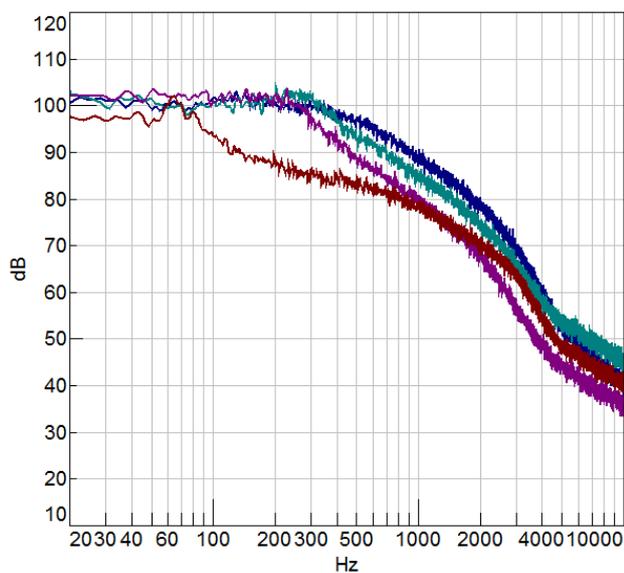
a) Velocidade: 100 km/h

— Ponto C01 — Ponto C02



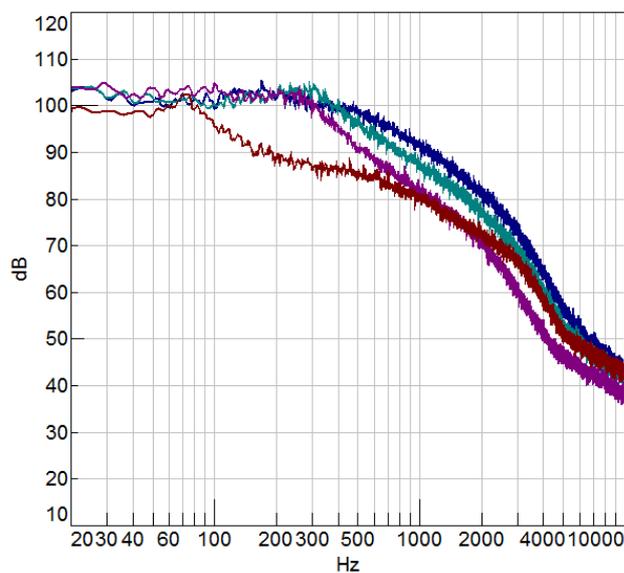
b) Velocidade: 110 km/h

— Ponto C03 — Ponto E01



c) Velocidade: 120 km/h

— Ponto C01 — Ponto C02



d) Velocidade: 130 km/h

— Ponto C03 — Ponto E01

Figura 6.40 – Espectro de ruído medido nos pontos C01, C02, C03 e E01 nas velocidades: a) 100 km/h; b) 110 km/h; c) 120 km/h e d) 130 km/h

Nas Figuras 6.41 a 6.46 são apresentados os mesmos espectros dos níveis de ruído em função da frequência e nas mesmas velocidades medidos nos pontos nos pontos C01, C02 e C03 na condição de origem, porém comparados com os espectros medidos na condição após vedação das junções na carroceria na região da janela dianteira, em particular no acoplamento do vidro com a guarnição no perímetro da coluna A, além das arestas e acoplamento do retrovisor com a carroceria, aqui denominado resíduo. Novamente a faixa de interesse nesta análise diz respeito à faixa que se destaca pela diferença dos níveis de ruído entre as condições de origem e resíduo. Deste comparativo observa-se semelhança de perfil dos dois espectros e pouca diferença de níveis entre as duas condições. Atenção é dada pelo fato dos níveis dos espectros obtidos na condição resíduo no ponto C01 serem ligeiramente superiores aos níveis obtidos na condição de origem em todas as velocidades analisadas, expostos nos gráficos das Figuras 6.41 a 6.42. Já no ponto C02 os níveis são equivalentes, conforme gráficos das Figuras 6.43 a 6.44, e no ponto C03 a situação é invertida, onde os níveis da condição de resíduo encontram-se abaixo da condição de origem, conforme gráficos das Figuras 6.45 a 6.46. Nota-se nesta fonte, diferentemente do comportamento encontrado no retrovisor, ligeira influência do mascaramento na região da coluna A, cujos níveis tendem a aumentar nas regiões inferiores (base da coluna A) em relação a condição de origem, provavelmente por se tratar de uma região de maior energia acústica, em relação aos outros pontos nas regiões superiores (C02 e C03), conforme analisado no item 3.2 do Capítulo 3.

Novamente cabe aqui um comentário sobre o comportamento acústico encontrado na coluna A, por se tratar de um veículo de produção, pouco se observou em termos de ruído característico nos espectros medidos nos pontos C01, C02 e C03, em relação ao ponto distante E01, ou mesmo ligeira diferença dos níveis em relação à condição de resíduo. Este comportamento é coerente, por se tratar de um veículo de produção, onde problemas de ruído de origem aerodinâmica, no que diz respeito ao ruído de forma ou ruído causado pelas junções do acoplamento do vidro, foram previamente tratados em fase de desenvolvimento. Um exemplo típico que poderia ser observado alguma diferença significativa nos espectros, seguindo esta metodologia, seria a aplicação de uma calha na coluna A, bastante comum em acessórios adaptados nos veículos. Falhas de vedação da guarnição no acoplamento do vidro ou desalinhamentos nas junções também poderiam gerar um problema acústico de origem aerodinâmica. A presença de um pico (ou mais) nos espectros indicaria ruído tonal que causaria incômodo aos ocupantes internos, o qual seria facilmente observado, através desta metodologia, nas faixas de frequências características identificadas nesta análise.

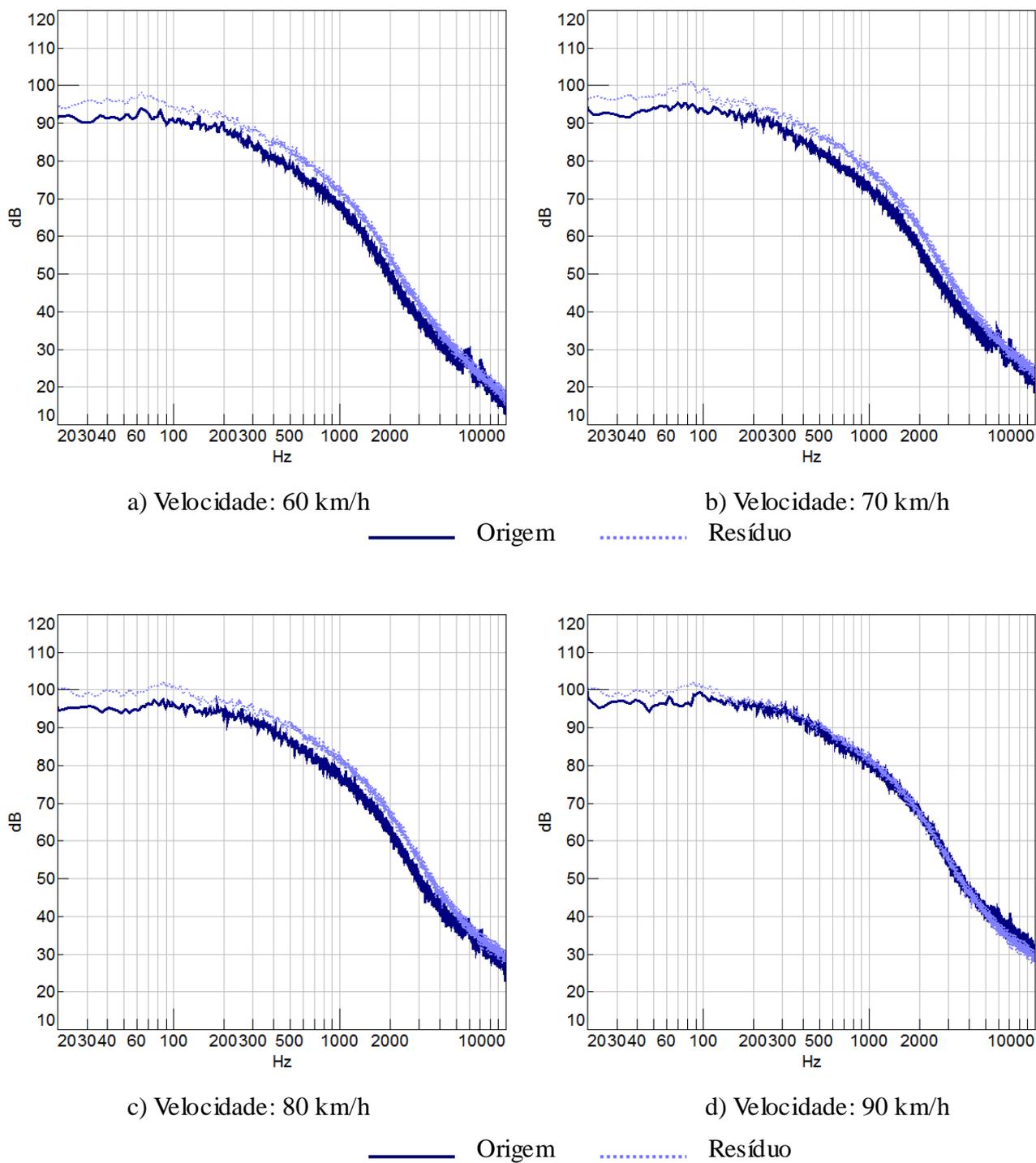


Figura 6.41 – Espectro de ruído medido no ponto C01 nas condições origem e resíduo:
a) 60 km/h; b) 70 km/h; c) 80 km/h e d) 90 km/h

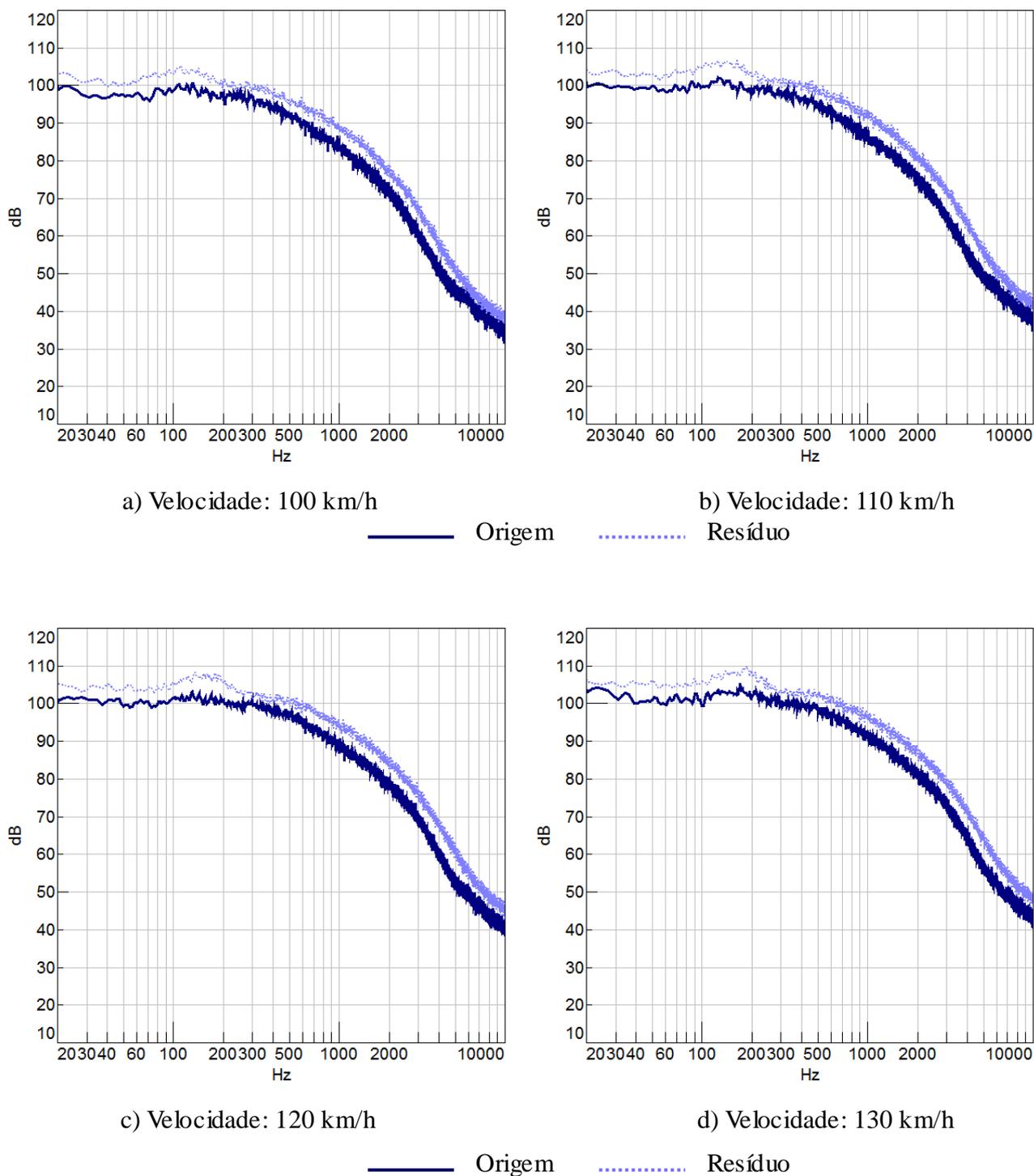


Figura 6.42 – Espectro de ruído medido no ponto C01 nas condições origem e resíduo:

a) 100 km/h; b) 110 km/h; c) 120 km/h e d) 130 km/h

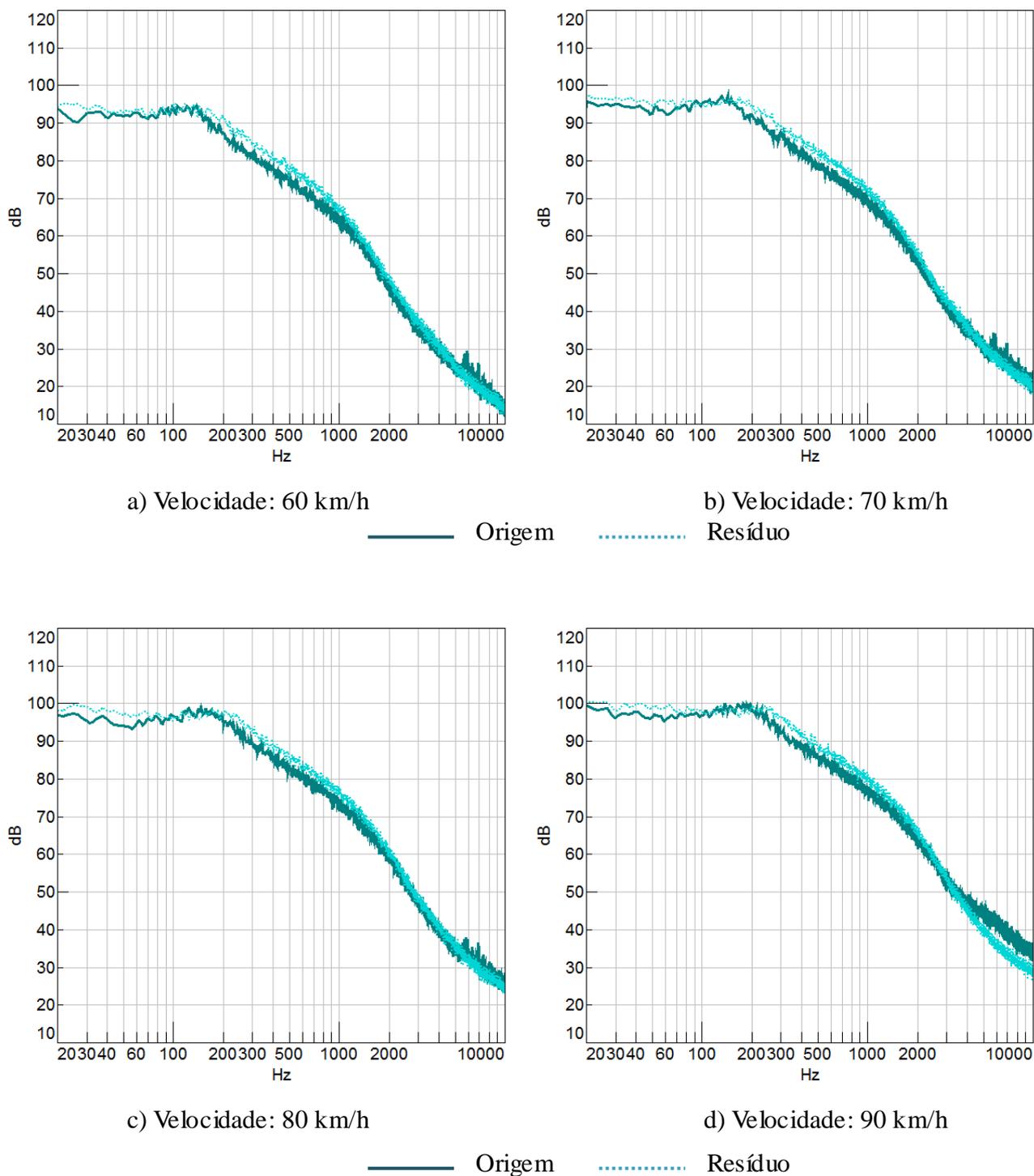


Figura 6.43 – Espectro de ruído medido nos pontos C02 nas condições origem e resíduo: a) 60 km/h; b) 70 km/h; c) 80 km/h e d) 90 km/h

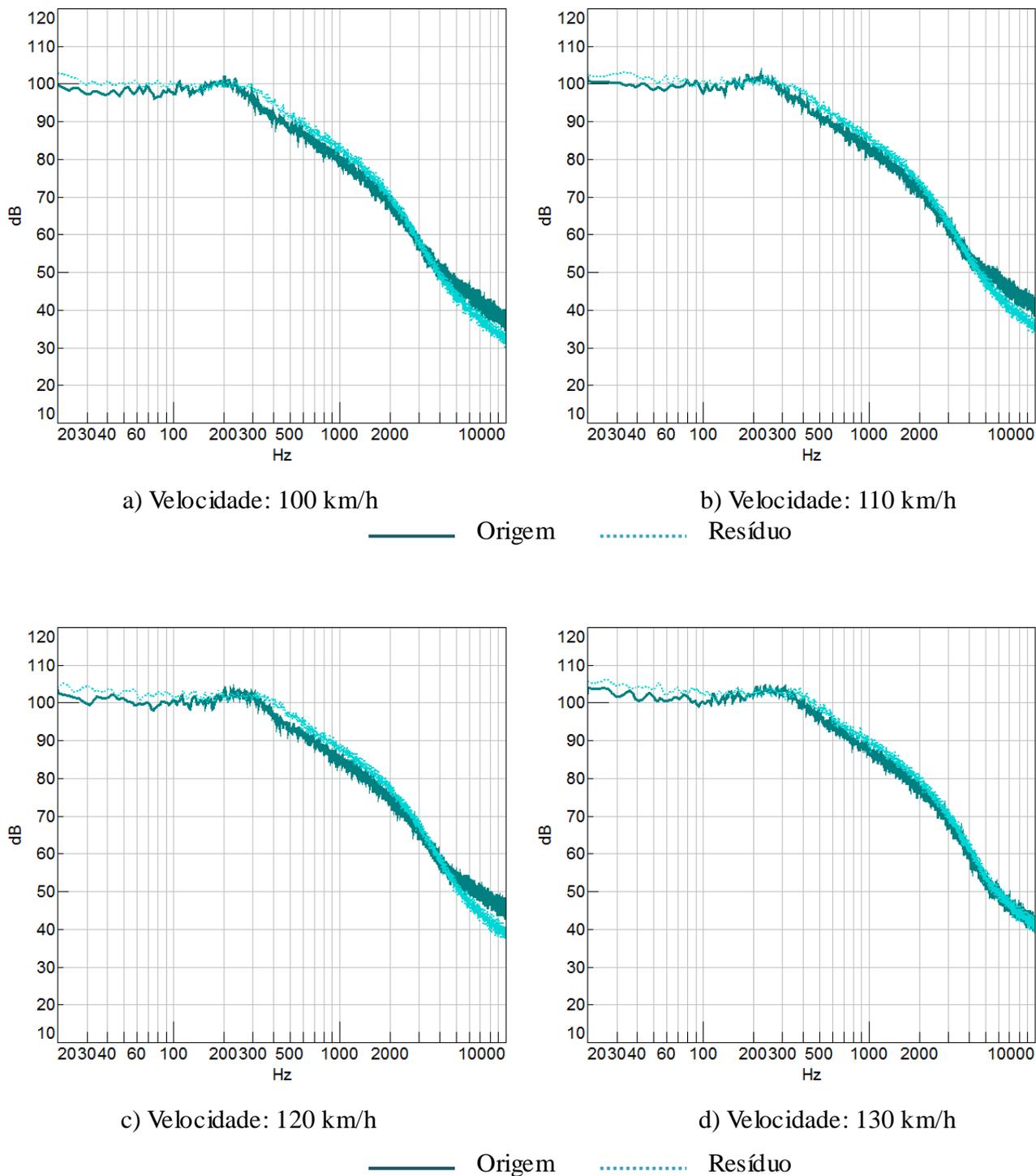


Figura 6.44 – Espectro de ruído medido nos pontos C02 nas condições origem e resíduo: a) 100 km/h; b) 110 km/h; c) 120 km/h e d) 130 km/h

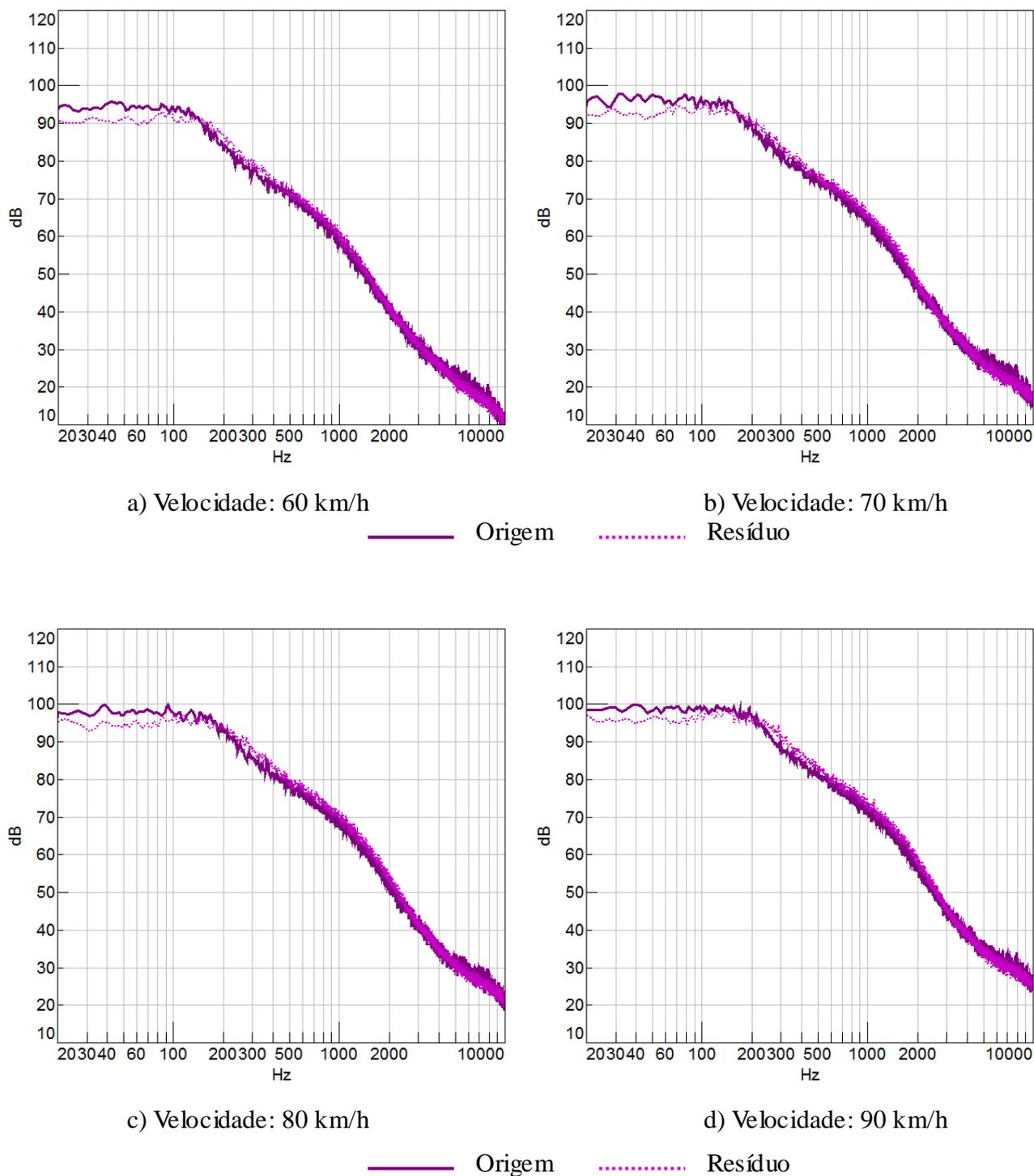


Figura 6.45 – Espectro de ruído medido nos pontos C03 nas condições origem e resíduo: a) 60 km/h; b) 70 km/h; c) 80 km/h e d) 90 km/h

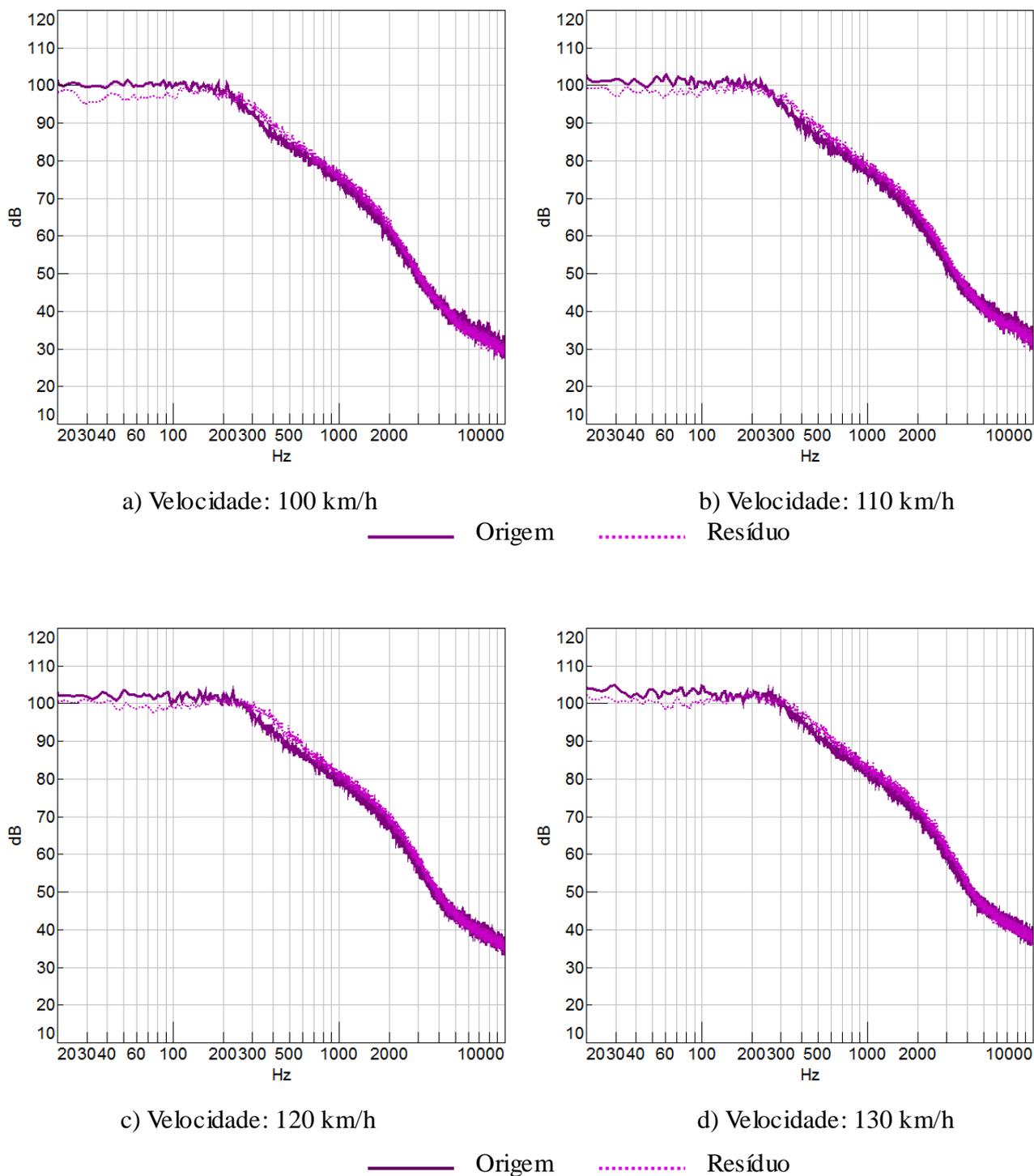


Figura 6.46 – Espectro de ruído medido nos pontos C03 nas condições origem e resíduo: a) 100 km/h; b) 110 km/h; c) 120 km/h e d) 130 km/h

6.6.2 Efeito da variação do ângulo de incidência do escoamento na coluna A

Na Figura 6.47 observa-se os valores dos níveis de ruído globais processados, na velocidade de 100 km/h, em cada ângulo de incidência do vento avaliado sobre o veículo em -10° e $+10^\circ$, além da condição base no ângulo de 0° . Nos gráficos da Figura 6.48 a 6.50 são demonstrados os espectros em frequência na mesma variação de ângulo em cada ponto C01, C02 e C03. Os dados levantados fornecem evidências de que os níveis de ruído aumentam, no caso da coluna A, quando o ângulo de incidência varia tanto no ângulo positivo como no ângulo negativo. Esta diferença ocorre principalmente em altas frequências, na faixa acima de 1000 Hz, conforme pode ser observado na análise espectral, nas Figuras 6.48 a 6.50.

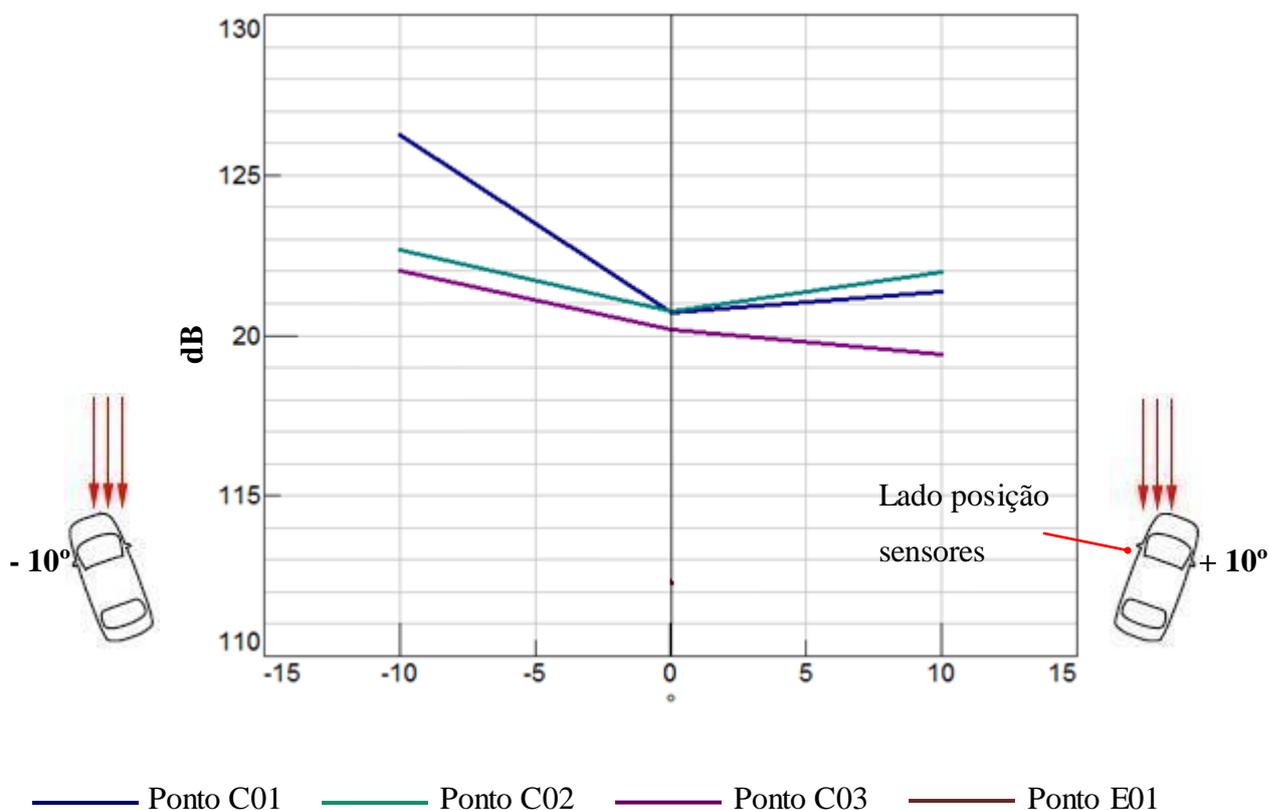


Figura 6.47 – Gráfico de ruído x ângulo – Efeito variação do ângulo de incidência na coluna A

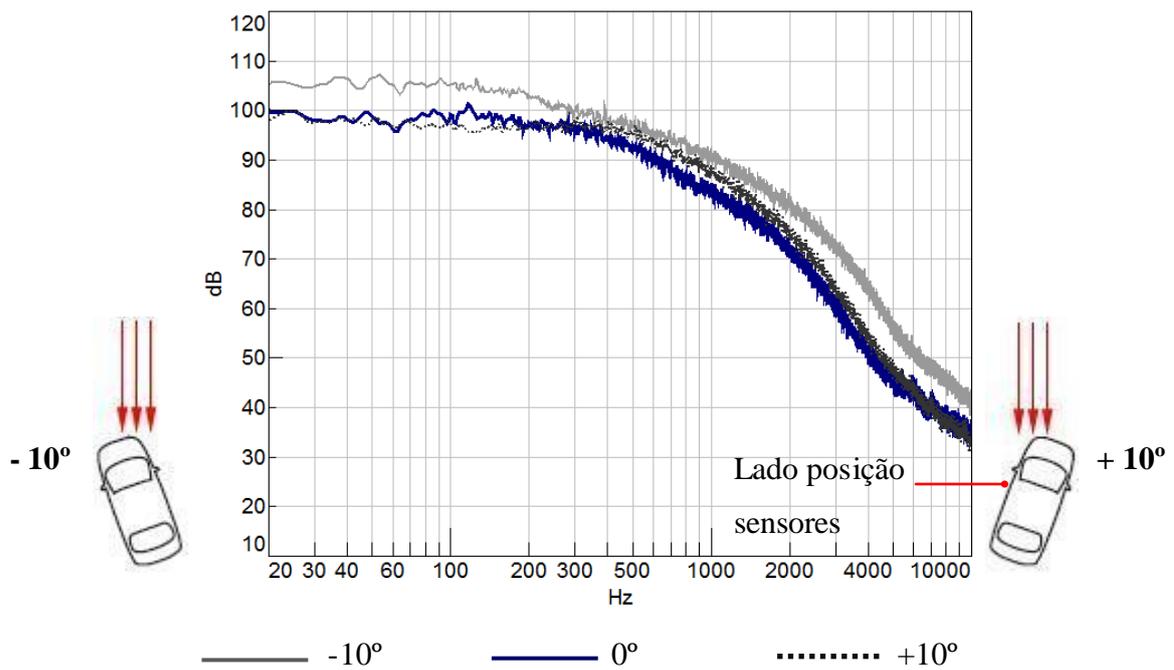


Figura 6.48 – Espectro de ruído com variação de ângulo - Posição C01

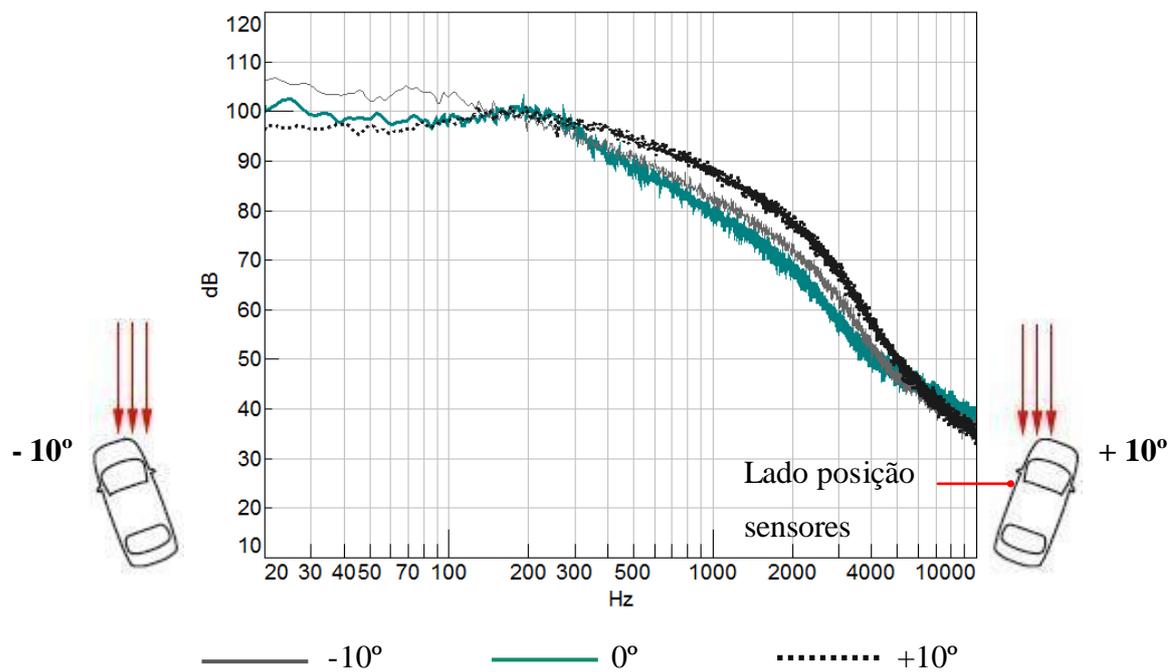


Figura 6.49 – Espectro de ruído com variação de ângulo - Posição C02

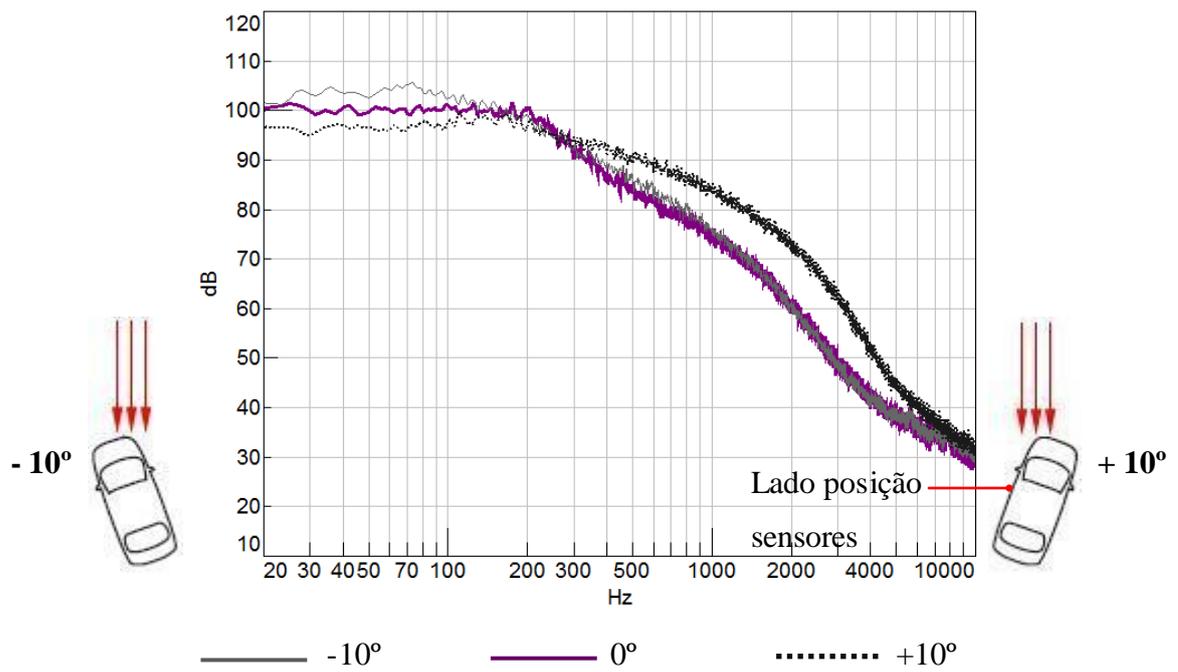


Figura 6.50 – Espectro de ruído com variação de ângulo - Posição C03

Capítulo 7

Correlação de Ruído Aerodinâmico Medido em Túnel de Vento e Pista

7.1 Introdução

Como fechamento da parte de estudo experimental mirado no ruído aerodinâmico veicular, será apresentada neste capítulo uma análise de correlação dos testes realizados em túnel de vento e em pista, cujas medições foram focadas nas fontes de ruído geradas pelo retrovisor, coluna A e *buffeting*. Dado o grande volume de informações extraídas dos testes realizados, este capítulo será reservado apenas para análise da correlação entre os resultados obtidos nos testes realizados em pista e em túnel de vento, uma vez que toda análise referente ao comportamento aeroacústico das fontes de ruído foram tratadas nos capítulos anteriores. A correlação será feita por meio de comparativo direto dos gráficos de ruído, tanto no domínio da velocidade quanto no domínio da frequência. Os resultados que serão comparados são basicamente os mesmos que foram utilizados para análise das fontes de ruído, obtidos nos mesmos pontos e nas mesmas condições. Será considerado como correlacionado medições cuja diferença entre os resultados obtidos em pista e túnel de vento se encontram dentro da faixa de incerteza levantada nas respectivas medições, exposto no Apêndice A.

Visto que todas as provas dinâmicas para estudo do mecanismo de geração do *buffeting* foram realizadas em pista, também será apresentada nesta seção uma correlação desta medição com as provas realizadas em túnel na condição com janela totalmente aberta. Esta correlação será útil também para validar os resultados que foram obtidos para estudo deste fenômeno. Adicionalmente, serão comparados também os sinais de ruído aerodinâmico medidos internamente com todos os vidros fechados. Estes testes apresentam especial importância, já que em uma avaliação de ruído aerodinâmico, do ponto de vista de conforto

acústico interno, as medições são feitas nestes moldes. Por este motivo, particularmente nesta correlação, será utilizada a escala ponderada A por ser mais adequada neste tipo de análise em relação ao dB sem ponderação.

Sendo assim, os resultados desta análise serão apresentados em três etapas, sendo a primeira, referentes aos níveis de ruído interno, com os vidros fechados, a segunda, referentes ao ruído de *buffeting* e por último, comparativo dos sinais medidos externamente para caracterização das fontes do retrovisor e da coluna A.

7.2 Comparativo dos Resultados dos Testes de Ruído Interno

O estudo da correlação do ruído aerodinâmico medido em pista e em túnel de vento foi concentrado, nesta seção, no ruído interno com todos os vidros fechados. A análise foi mirada nas posições dianteiras, próximas aos ouvidos do motorista e passageiro dianteiro.

Nas Figuras 7.1 a 7.4 são expostos os gráficos comparativos dos níveis de ruído globais em função da velocidade nos pontos I01, I02, I03 e I04 medidos em pista e túnel de vento conforme metodologias de provas definidas no Capítulo 4. Nas Figuras 7.5 e 7.6 são expostos sequencialmente o comparativo dos espectros de ruído em função da frequência nas velocidades de 50, 60, 70, 80, 90, 100, 110 e 120 km/h no ponto I01. Nos gráficos subsequentes das Figuras 7.7 a 7.12 são demonstrados, nas mesmas velocidades, os demais espectros nos pontos I02, I03 e I04. Visto que, em se tratando de provas em pista, não é possível estabilizar o veículo totalmente a velocidade constante sem o auxílio do motopropulsor, o que influenciaria no ruído aerodinâmico em baixas velocidades, estes espectros foram extraídos da prova à velocidade variada. Estes gráficos consistem na média dos espectros dentro de uma faixa compreendendo os limites máximo e mínimo de ± 3 km/h em torno de cada velocidade analisada conforme Tabela 7.1. Considera-se que o tempo de desaceleração por intercia na metodologia adotada foi longo o bastante para se obter, em cada faixa de velocidade, intervalo de tempo suficiente para cálculo da média temporal dos espectros.

Tabela 7.1 – Faixa de velocidade utilizada no cálculo da média dos espectros

Velocidade de análise (km/h)	Faixa de velocidade utilizada na média dos espectros
50	47 a 53
60	57 a 63
70	67 a 73
80	77 a 83
90	87 a 93
100	97 a 103
110	107 a 113
120	117 a 123

Os gráficos das Figuras 7.1 a 7.4 demonstram que ocorreram baixa correlação nas faixas de velocidades abaixo de 75 km/h, cujos níveis obtidos em pista foram superiores. Conforme observa-se nos espectros das Figuras 7.5 a 7.12, este aumento ocorreu devido aos maiores níveis em toda faixa de frequência nas velocidades entre 50 a 60 km/h, diminuindo a faixa para 20 a 500 Hz na velocidade de 70 km/h. Acima de 80 km/h pouca alteração ocorreu entre os dois espectros, dentro da faixa de incerteza 2 dB definida como parâmetro nesta análise. Esta diferença pode ser facilmente justificada, visto que em se tratando de provas em pista, abaixo da velocidade de 80 km/h, predominam outras fontes, sendo a principal delas, neste caso, o ruído de rolagem dos pneus.

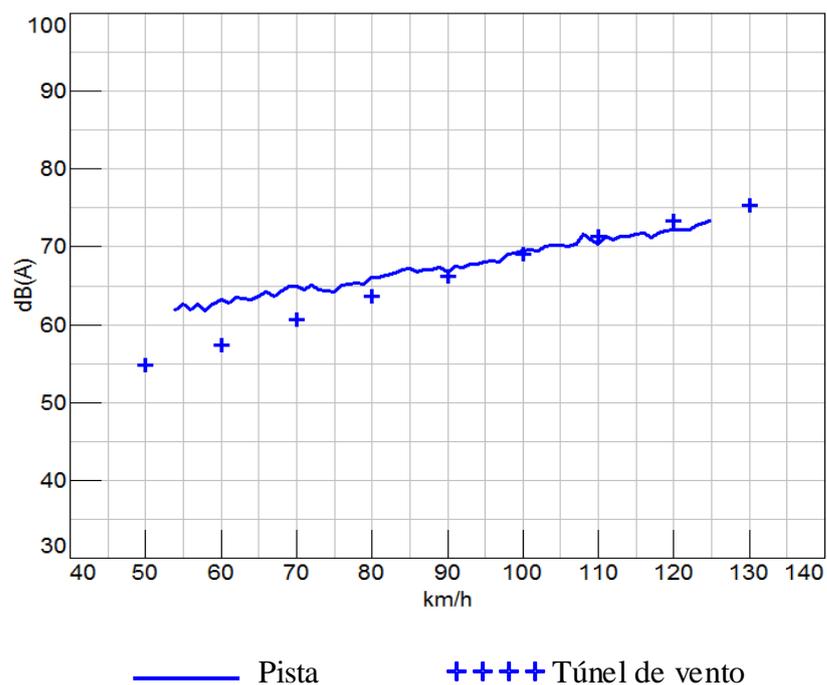


Figura 7.1 – Gráficos de ruído Nível Geral x velocidade medido no ponto I01

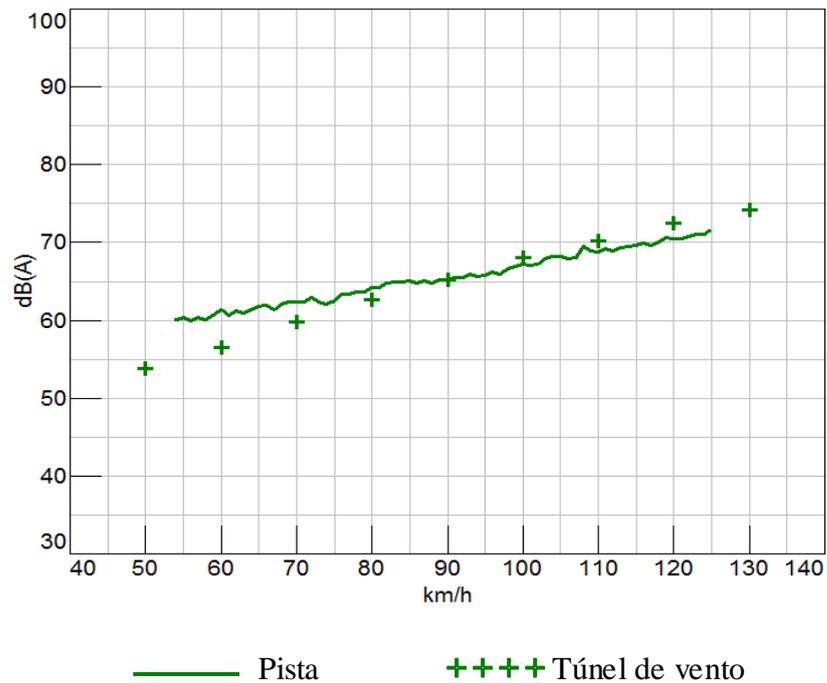


Figura 7.2 – Gráficos de ruído Nível Geral x velocidade medido no ponto I02

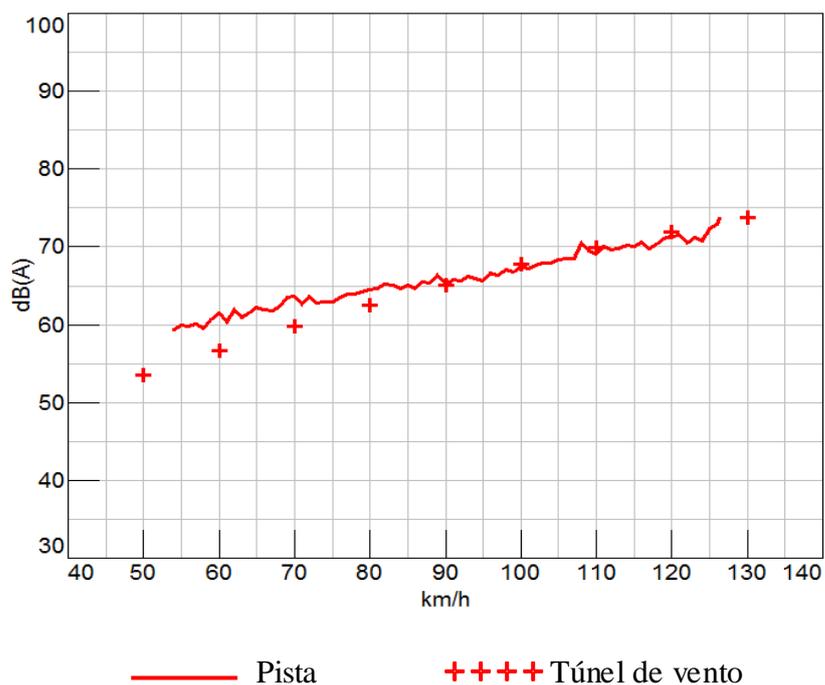


Figura 7.3 – Gráficos de ruído Nível Geral x velocidade medido no ponto I03

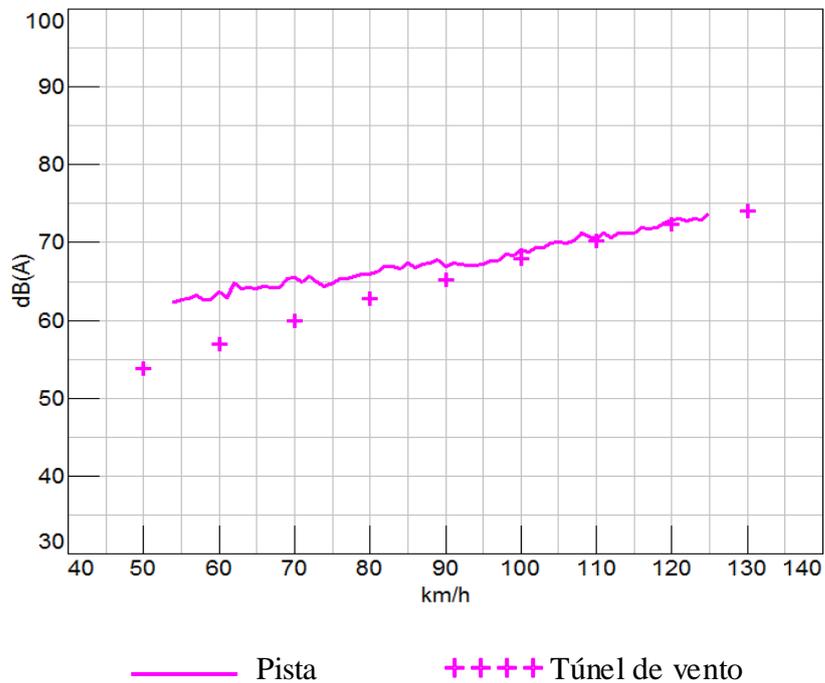
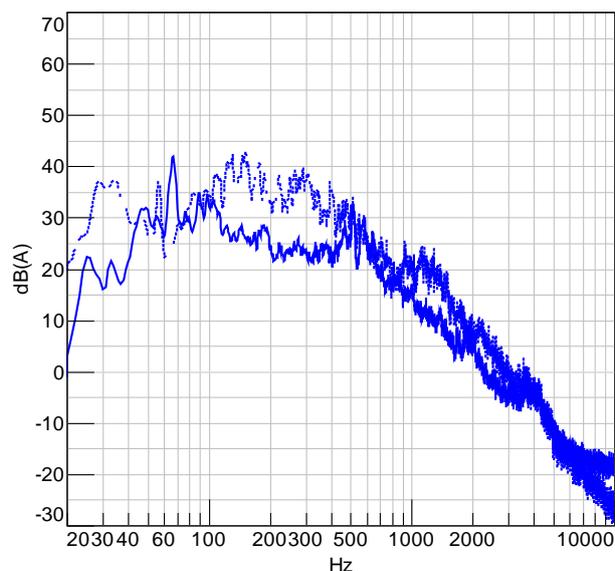
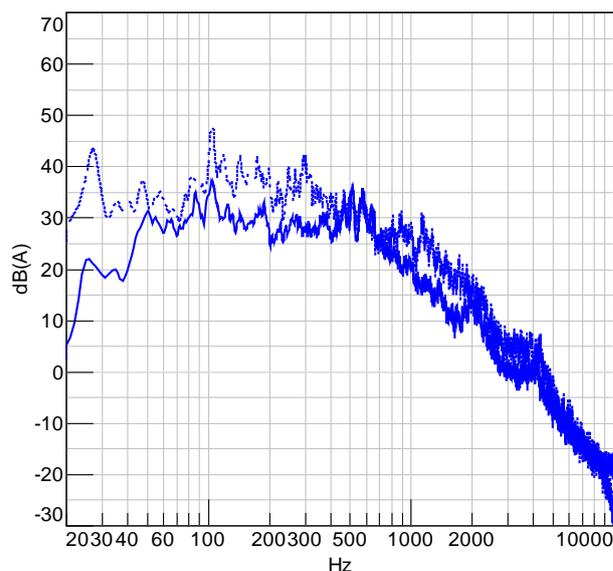


Figura 7.4 – Gráficos de ruído Nível Geral x velocidade medido no ponto I04



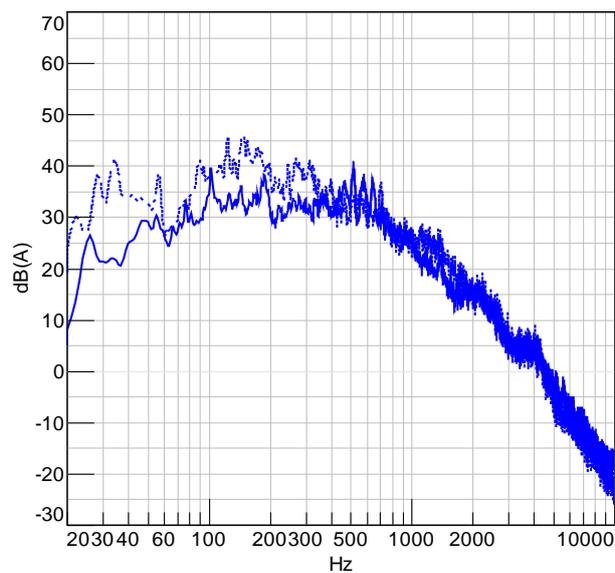
a) Velocidade: 50 km/h



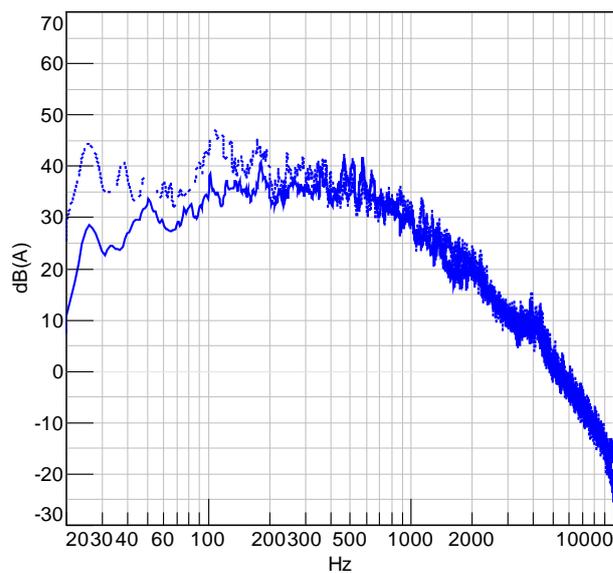
b) Velocidade: 60 km/h

..... Pista

———— Túnel de vento



c) Velocidade: 70 km/h



d) Velocidade: 80 km/h

..... Pista

———— Túnel de vento

Figura 7.5 – Espectro de ruído medido no ponto I01 nas velocidades: a) 50 km/h; b) 60 km/h; c) 70 km/h e d) 80 km/h

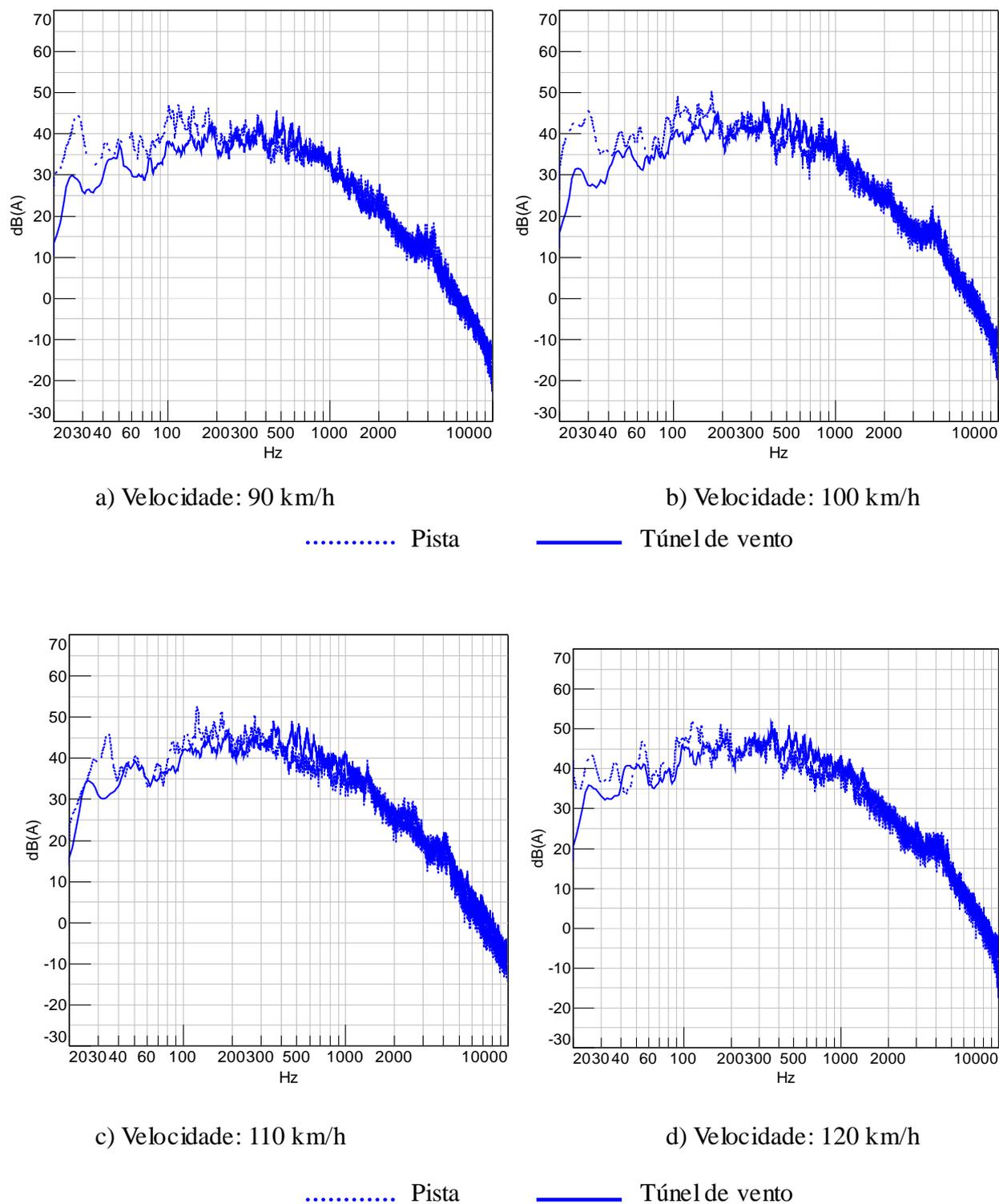
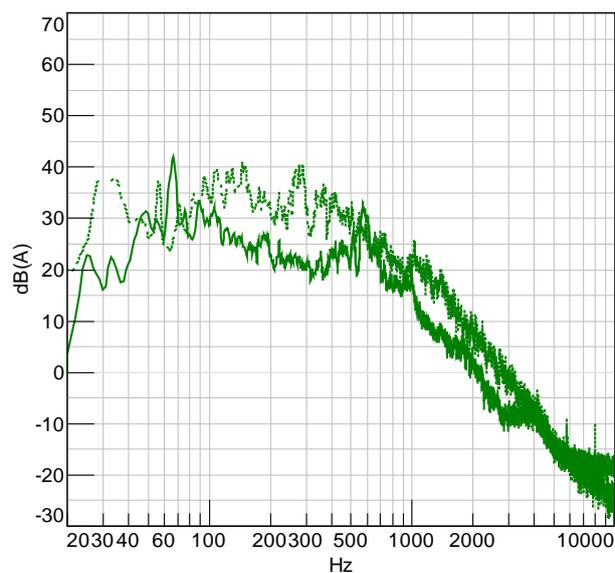
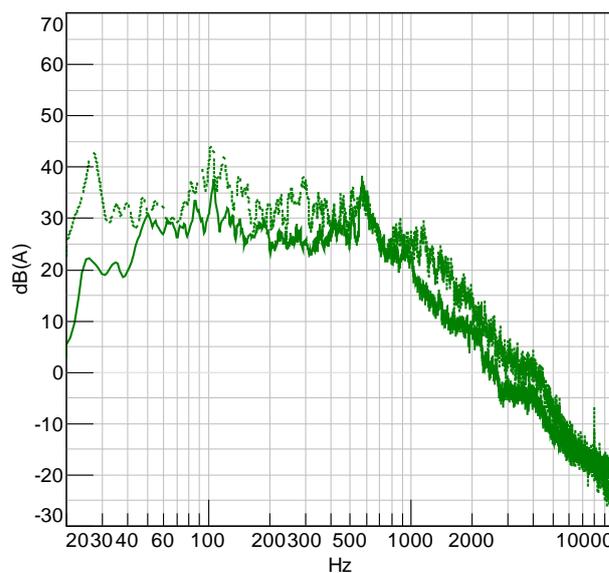


Figura 7.6 – Espectro de ruído medido no ponto I01 nas velocidades: a) 90 km/h; b) 100 km/h; c) 110 km/h e d) 120 km/h



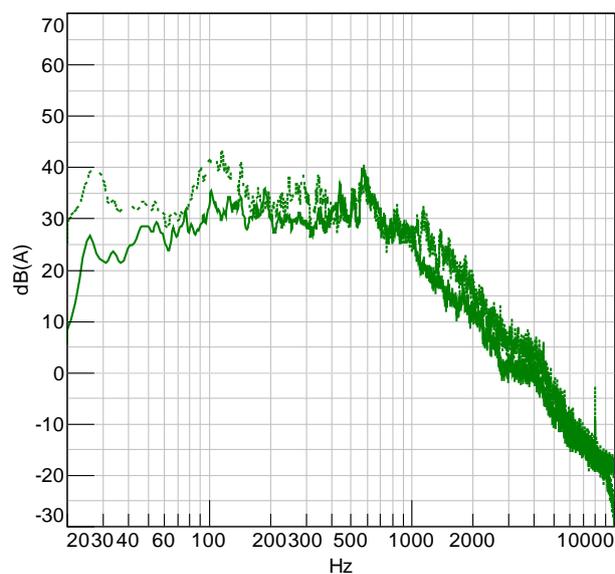
a) Velocidade: 50 km/h

..... Pista



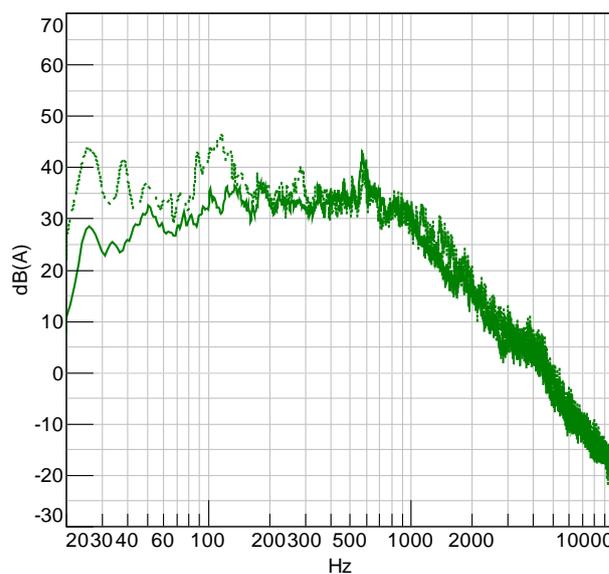
b) Velocidade: 60 km/h

—— Túnel de vento



c) Velocidade: 70 km/h

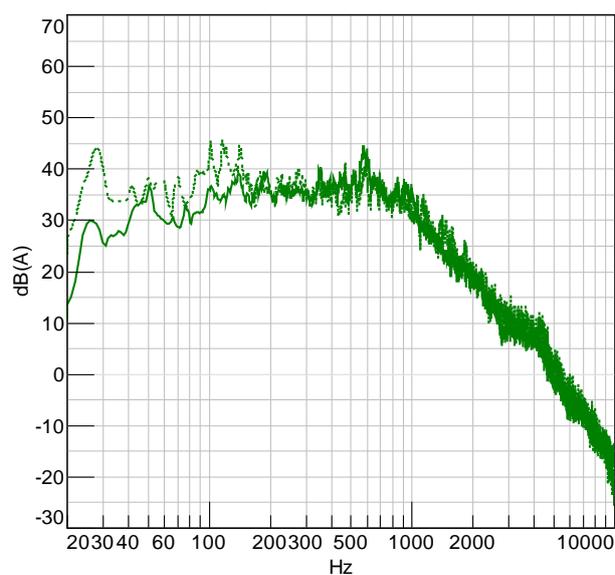
..... Pista



d) Velocidade: 80 km/h

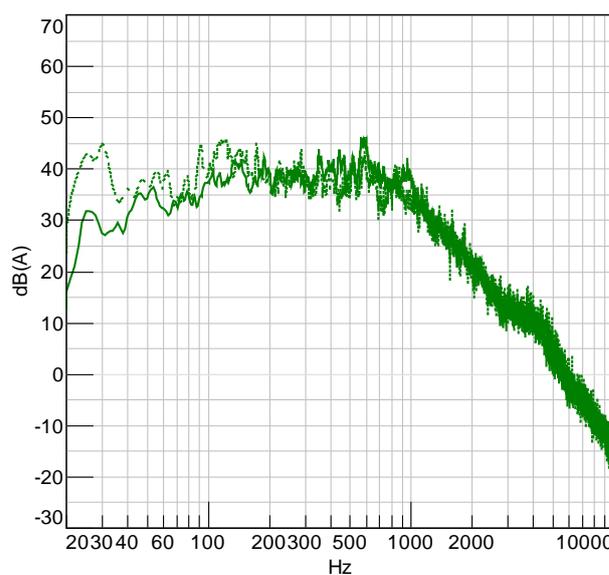
—— Túnel de vento

Figura 7.7 – Espectro de ruído medido no ponto I02 nas velocidades: a) 50 km/h; b) 60 km/h; c) 70 km/h e d) 80 km/h



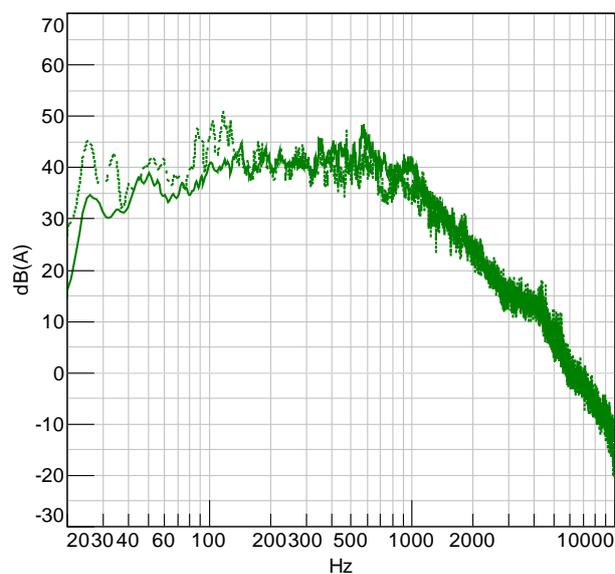
a) Velocidade: 90 km/h

..... Pista



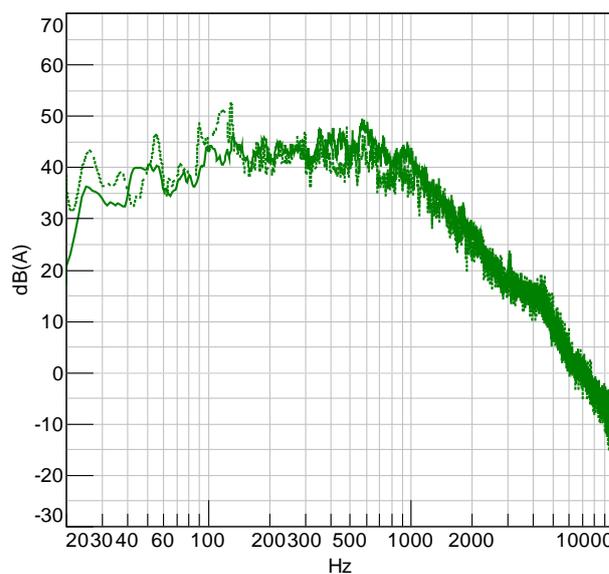
b) Velocidade: 100 km/h

..... Túnel de vento



c) Velocidade: 110 km/h

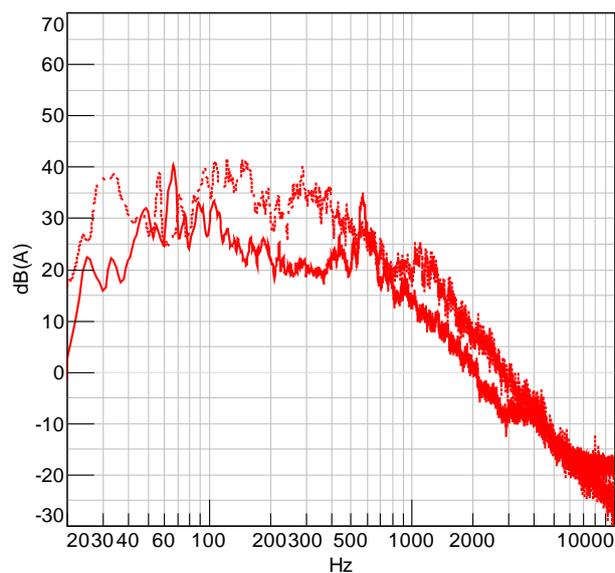
..... Pista



d) Velocidade: 120 km/h

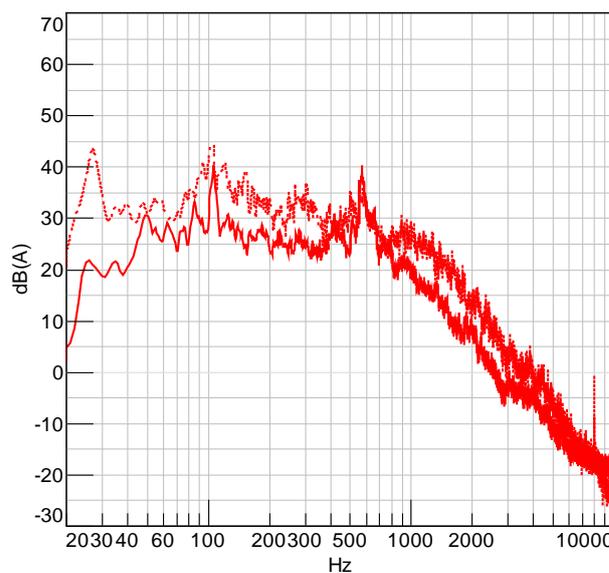
..... Túnel de vento

Figura 7.8 – Espectro de ruído medido no ponto I02 nas velocidades: a) 90 km/h; b) 100 km/h; c) 110 km/h e d) 120 km/h



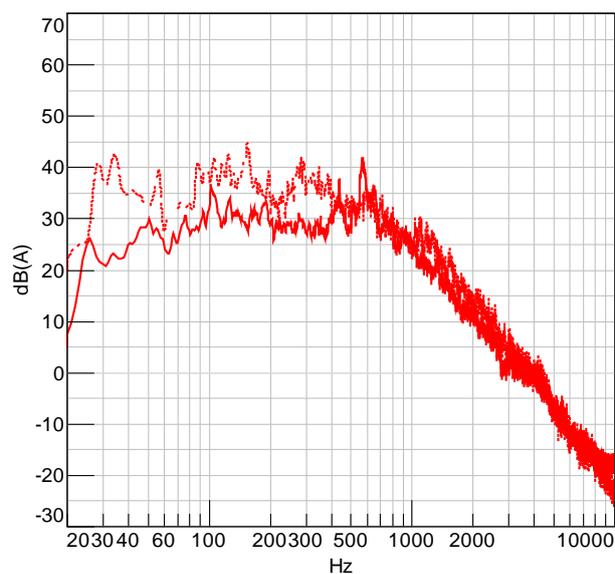
a) Velocidade: 50 km/h

..... Pista



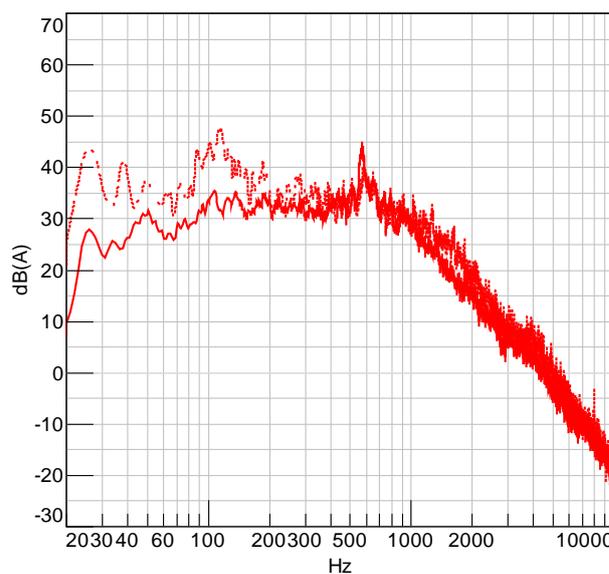
b) Velocidade: 60 km/h

..... Túnel de vento



c) Velocidade: 70 km/h

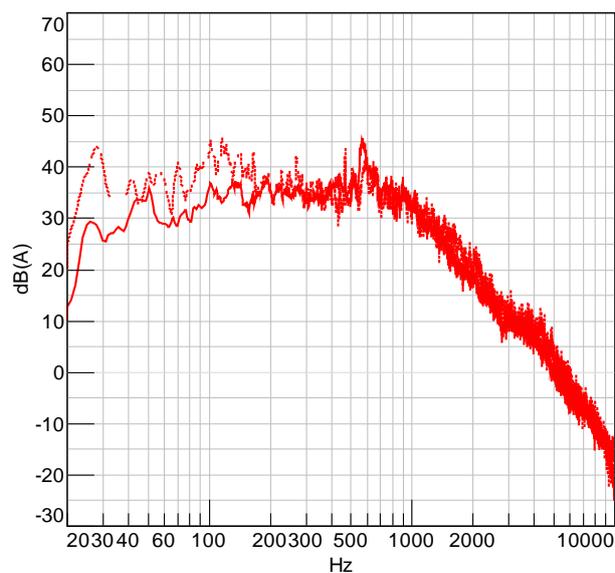
..... Pista



d) Velocidade: 80 km/h

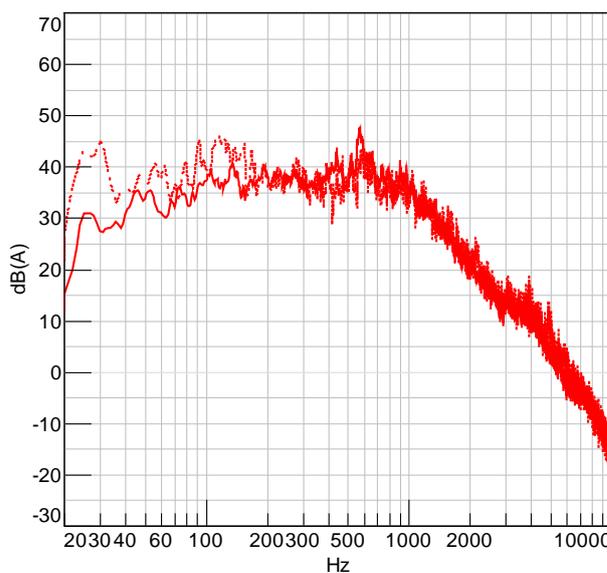
..... Túnel de vento

Figura 7.9 – Espectro de ruído medido no ponto I03 nas velocidades: a) 50 km/h; b) 60 km/h; c) 70 km/h e d) 80 km/h



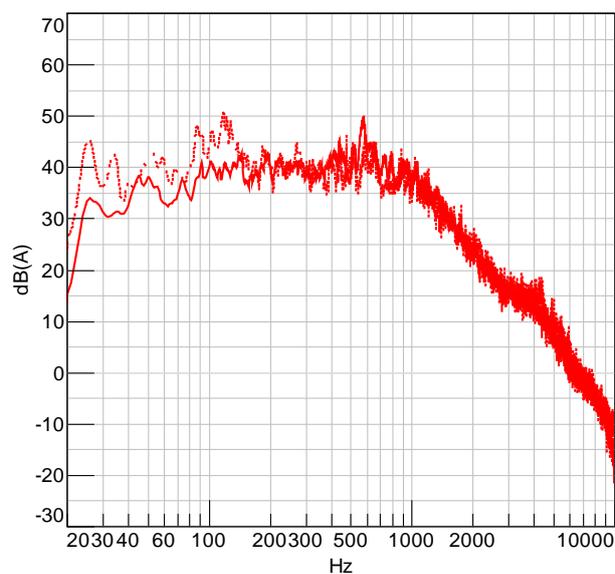
a) Velocidade: 90 km/h

..... Pista



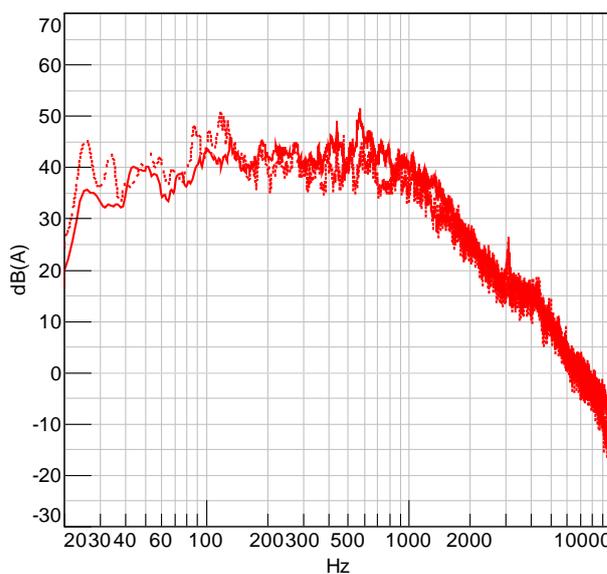
b) Velocidade: 100 km/h

..... Túnel de vento



c) Velocidade: 110 km/h

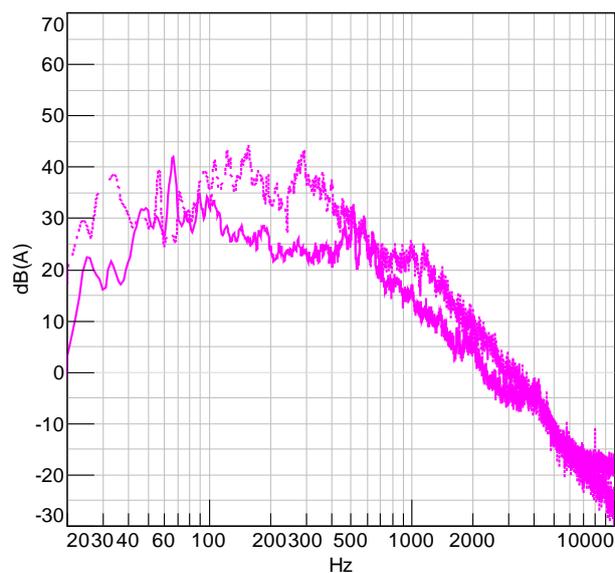
..... Pista



d) Velocidade: 120 km/h

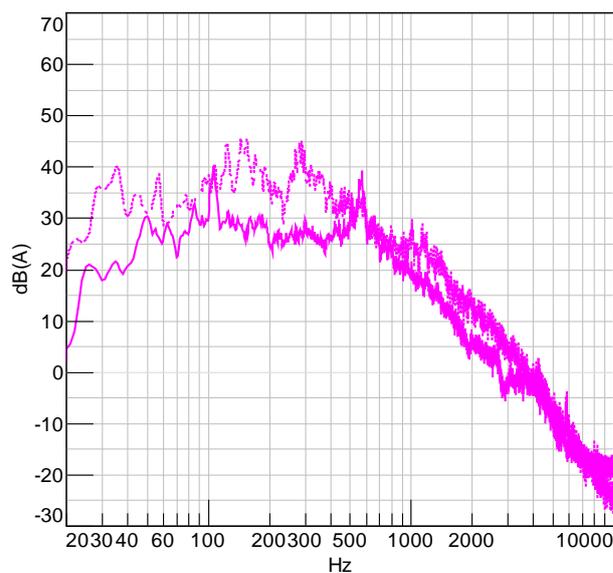
..... Túnel de vento

Figura 7.10 – Espectro de ruído medido no ponto I03 nas velocidades: a) 90 km/h; b) 100 km/h; c) 110 km/h e d) 120 km/h



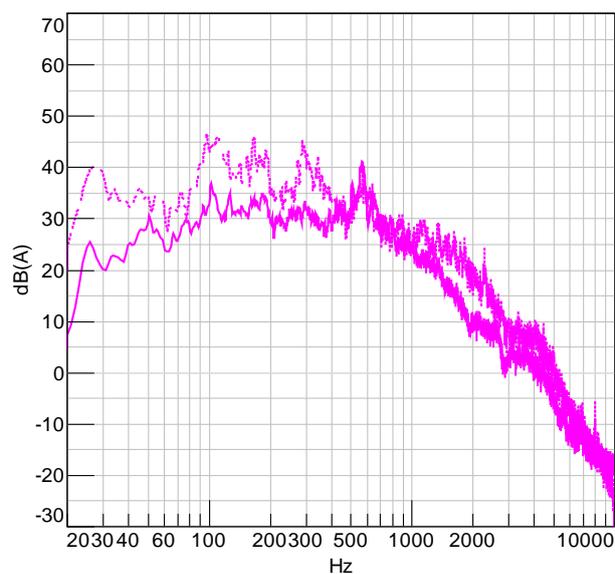
a) Velocidade: 50 km/h

..... Pista



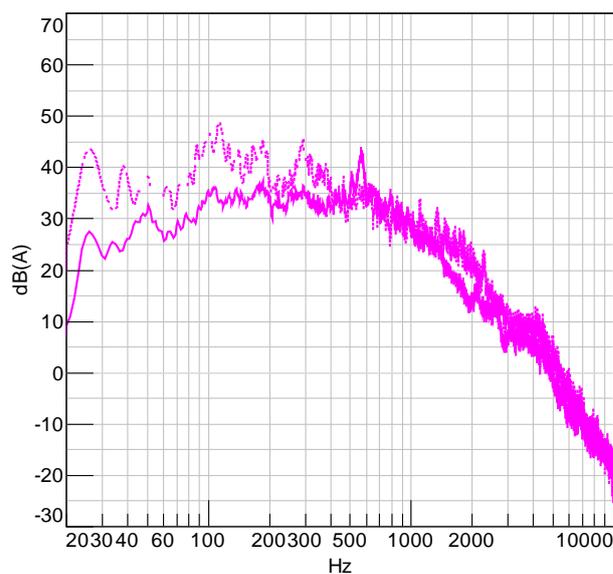
b) Velocidade: 60 km/h

..... Túnel de vento



c) Velocidade: 70 km/h

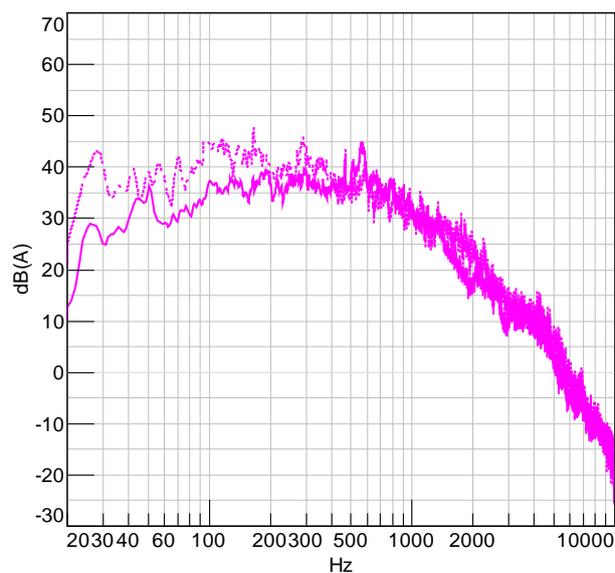
..... Pista



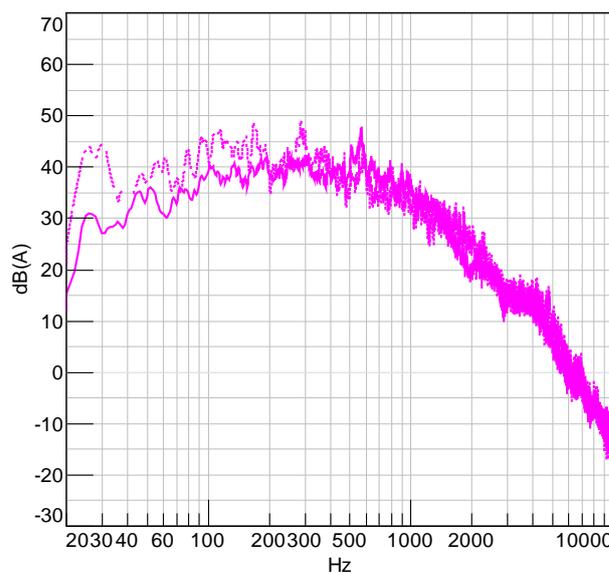
d) Velocidade: 80 km/h

..... Túnel de vento

Figura 7.11 – Espectro de ruído medido no ponto I04 nas velocidades: a) 50 km/h; b) 60 km/h; c) 70 km/h e d) 80 km/h



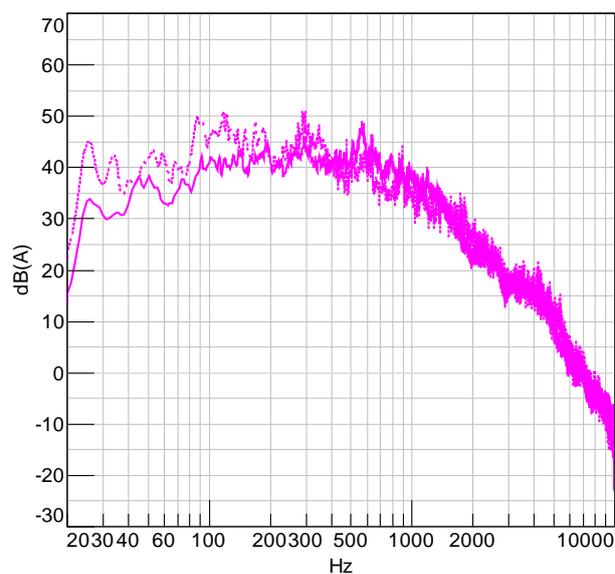
a) Velocidade: 90 km/h



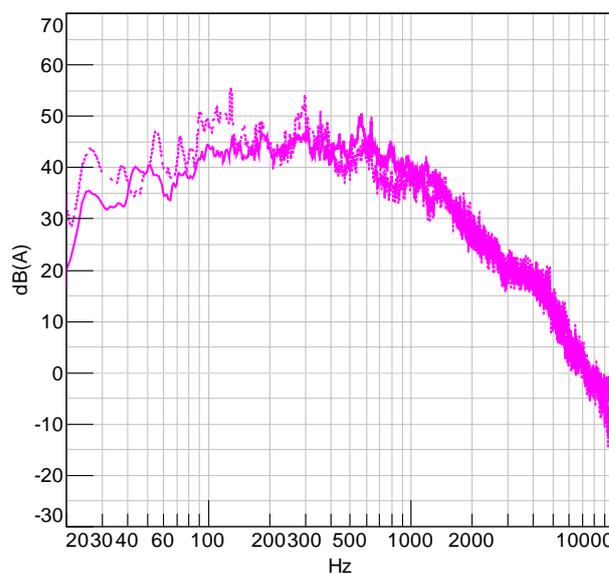
b) Velocidade: 100 km/h

..... Pista

———— Túnel de vento



c) Velocidade: 110 km/h



d) Velocidade: 120 km/h

..... Pista

———— Túnel de vento

Figura 7.12 – Espectro de ruído medido no ponto I04 nas velocidades: a) 90 km/h; b) 100 km/h; c) 110 km/h e d) 120 km/h

7.3 Comparativo dos Testes de Ruído de *Buffeting*

Neste tópico será apresentado o comparativo dos testes de ruído realizados no estudo do *buffeting*, tanto em termos de espectro em frequência como em nível geral em função da variação da velocidade. A condição de testes que será avaliada, neste propósito, será apenas na caracterização do *buffeting* com a janela traseira aberta. A análise será mirada também nas posições dianteiras, próximas aos ouvidos do motorista e passageiro dianteiro.

Nas Figuras 7.13 e 7.16 são expostos os gráficos comparativos dos níveis de ruído globais de *buffeting* em função da velocidade nos pontos I01, I02, I03 e I04 medidos em pista e túnel de vento conforme metodologias de provas definidas no Capítulo 4. Nos gráficos da Figura 7.17 a 7.20 são comparados os espectros de ruído em função da frequência medidos nas velocidades de 70, 80, 90, 100, 110 e 120 km/h nos mesmos pontos. A obtenção destes espectros segue o mesmo critério definido no tópico anterior. Deste comparativo nota-se, em uma primeira análise, que os dois espectros apresentam as mesmas características, tanto na frequência do modo principal como nos demais modos harmônicos. Nota-se, entretanto, duas diferenças que são dignas de análise. A primeira referente à diferença de níveis, onde constata-se, nos testes em pista, níveis maiores em relação aos medidos em túnel de vento, cerca 5 dB na faixa onde ocorre o pico máximo do ruído de *buffeting*. A diferença encontrada nos níveis globais é reflexo da diferença encontrada no pico das frequências do modo principal do *buffeting*, cerca de 19 Hz. Uma vez que nesta frequência não ocorre influência de nenhuma outra fonte externa, visto que o ruído de *buffeting* se sobressai em relação às demais fontes (ver nota no tópico 6.2.1), conclui-se que esta diferença está relacionada unicamente à variação de ambientes de medições, o que justifica-se pelos valores de incertezas encontrados nos testes em pista, que ocorreram em torno de $\pm 4,0$ dB. Entende-se, portanto, que a geração do ruído de *buffeting* é mais influenciada pelas condições de escoamentos mais turbulentos encontrados em pistas.

Outro ponto digno de análise refere-se aos maiores níveis constatados nos testes em pistas na faixa inicial de frequência até 10 Hz, os quais se encontram fora da faixa de amplitude máxima do *buffeting*, portanto, nesta situação esta diferença pode estar relacionada ao ruído de rolagem dos pneus, sobretudo devido ao fato de que a janela se encontrava aberta.

Finalmente, entende-se que estas diferenças não são consideradas relevantes, para os altos níveis de ruído gerados no *buffeting*, sendo, portanto, o fenômeno perfeitamente reproduzível tanto em testes em pista com o túnel de vento.

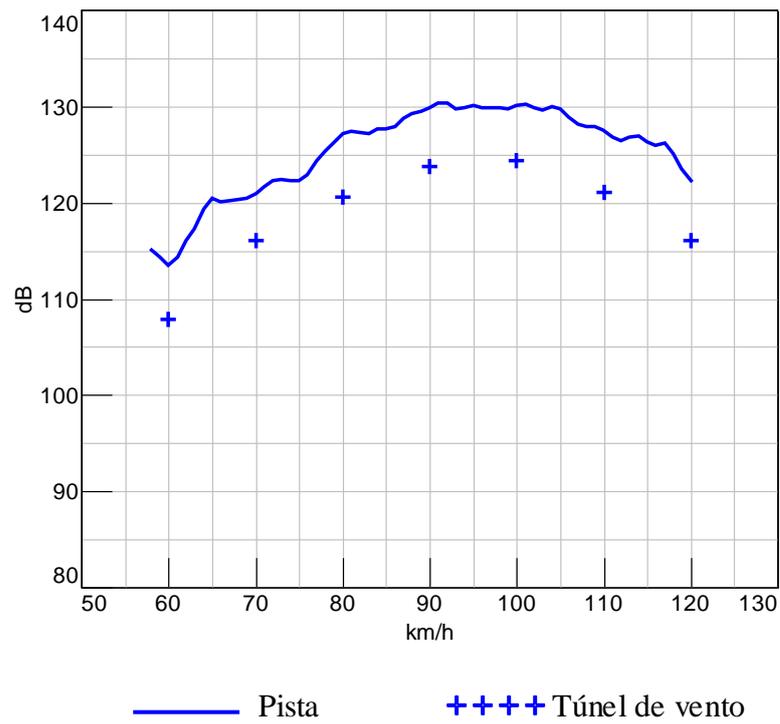


Figura 7.13 – Gráficos de ruído de *buffeting* x velocidade medido no ponto I01

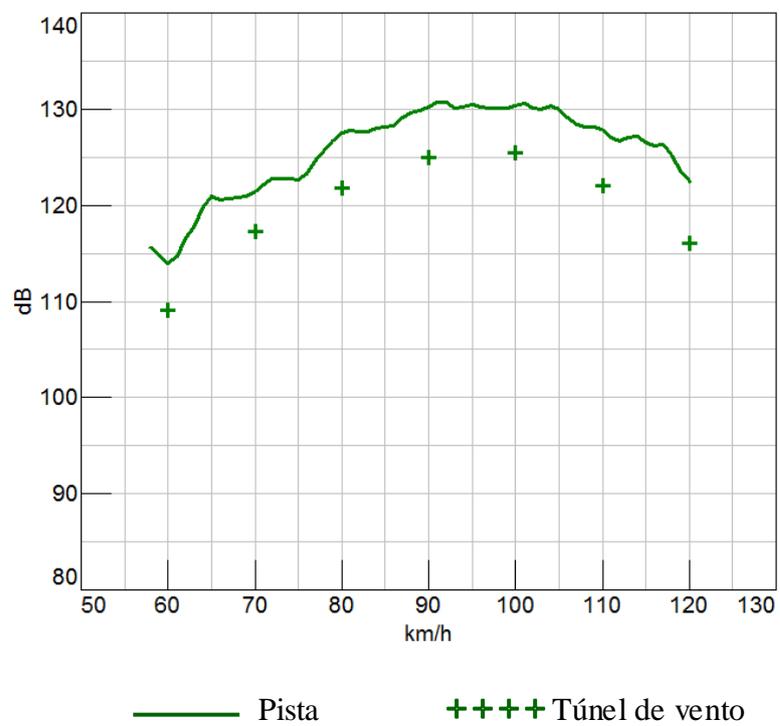


Figura 7.14 – Gráficos de ruído de *buffeting* x velocidade medido no ponto I02

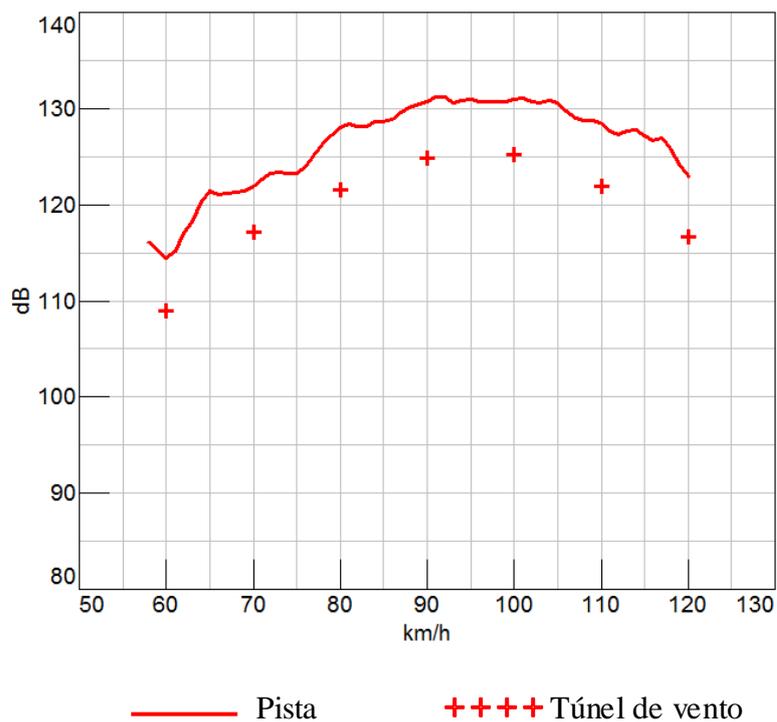


Figura 7.15 – Gráficos de ruído de *buffeting* x velocidade medido no ponto I03

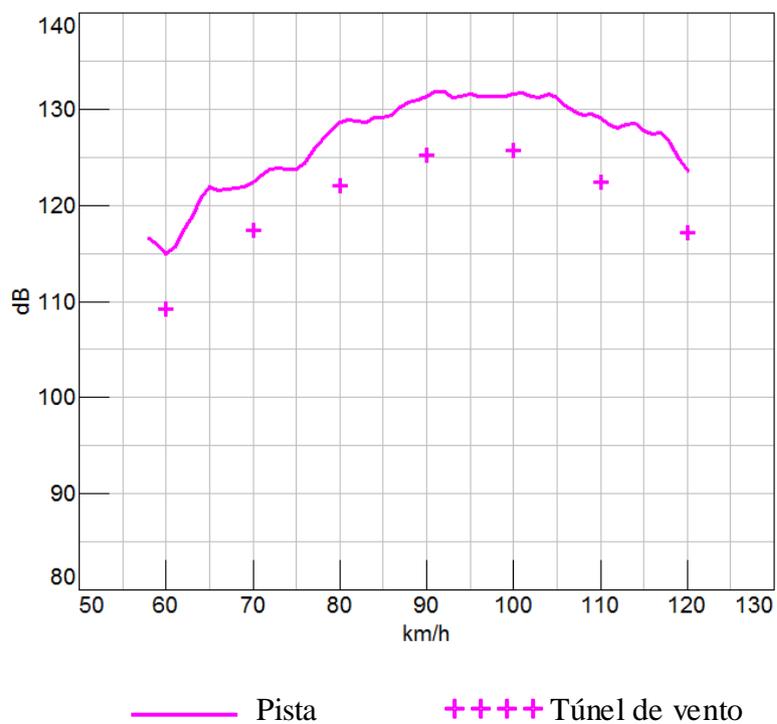
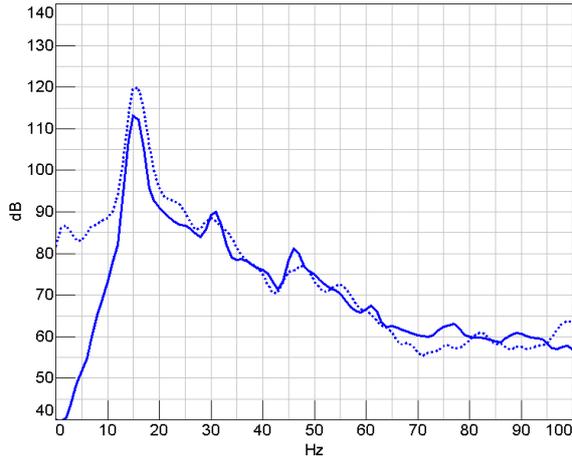
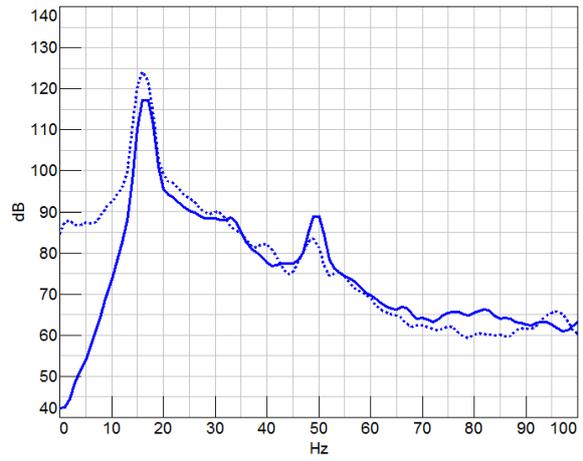


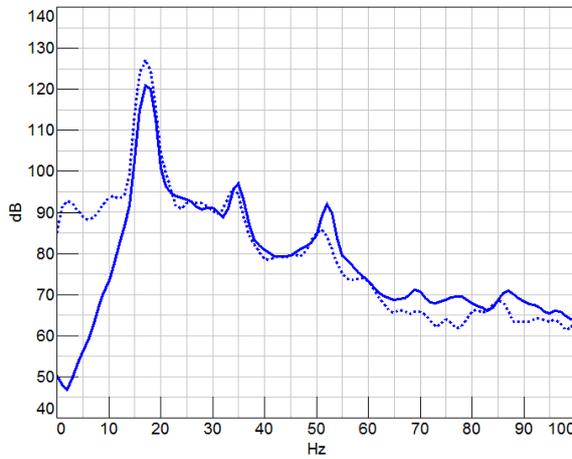
Figura 7.16 – Gráficos de ruído de *buffeting* x velocidade medido no ponto I04



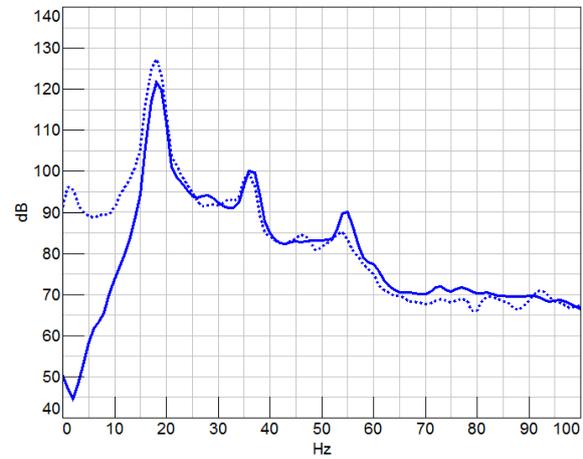
a) Velocidade: 70 km/h Pista — Túnel



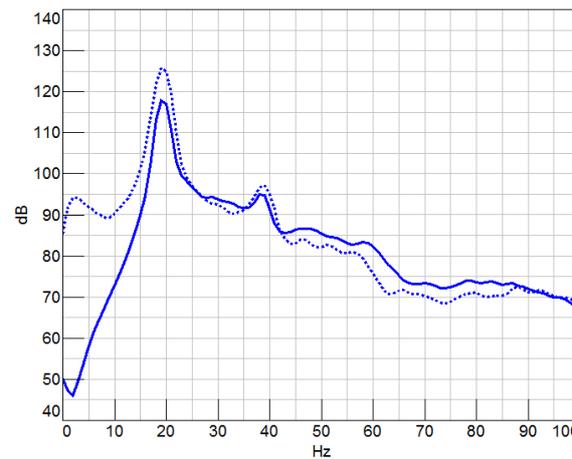
b) Velocidade: 80 km/h Pista — Túnel



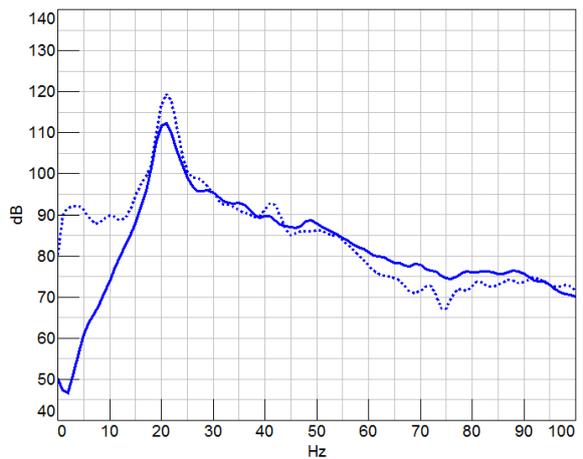
a) Velocidade: 90 km/h Pista — Túnel



b) Velocidade: 100 km/h Pista — Túnel



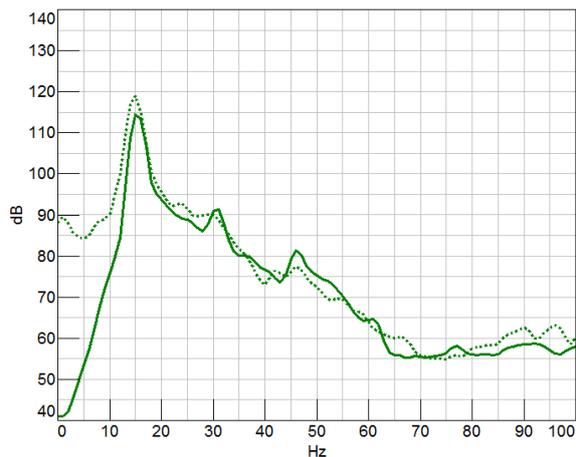
a) Velocidade: 110 km/h Pista — Túnel



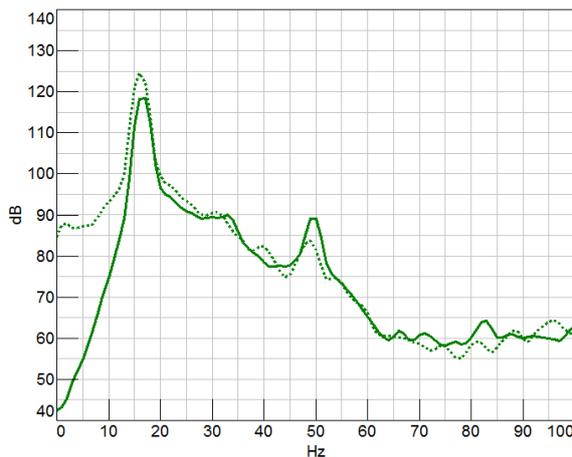
b) Velocidade: 120 km/h Pista — Túnel

Figura 7.17 – Espectro de ruído de *buffeting* medido no ponto I01 nas velocidades:

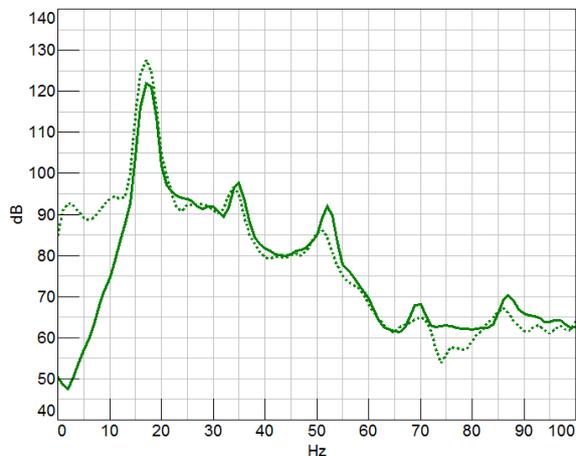
a) 70 km/h; b) 80 km/h; c) 90 km/h; d) 100 km/h; e) 110 km/h; f) 120 km/h;



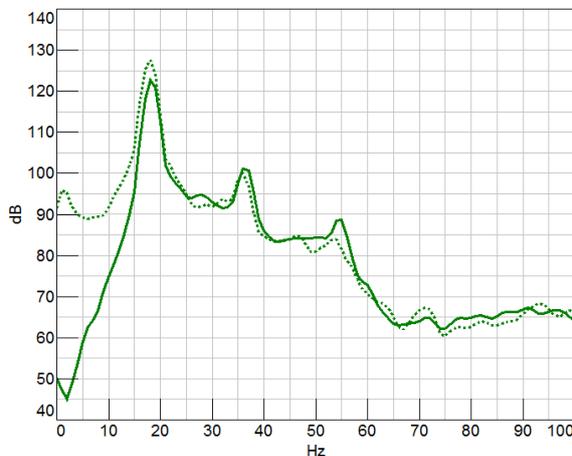
a) Velocidade: 70 km/h Pista — Túnel



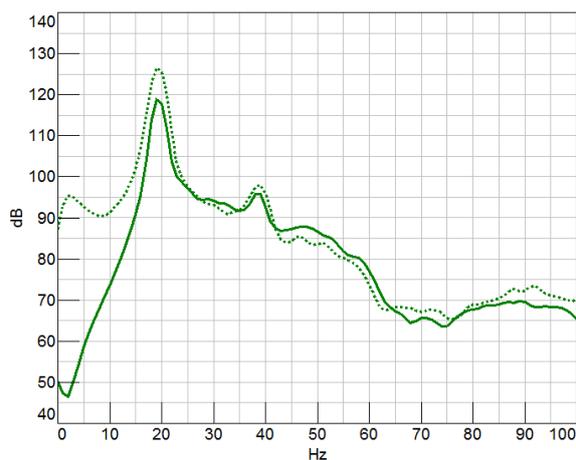
b) Velocidade: 80 km/h Pista — Túnel



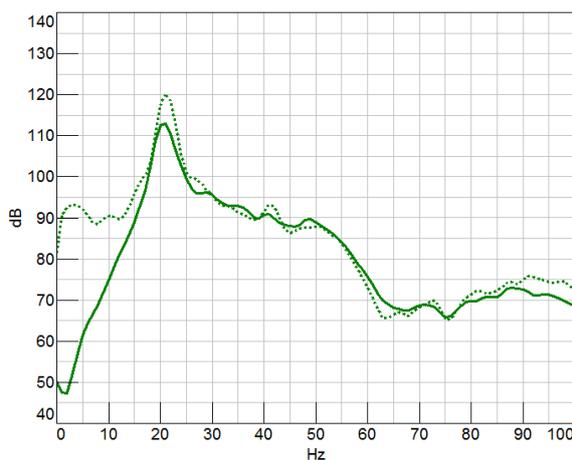
a) Velocidade: 90 km/h Pista — Túnel



b) Velocidade: 100 km/h Pista — Túnel

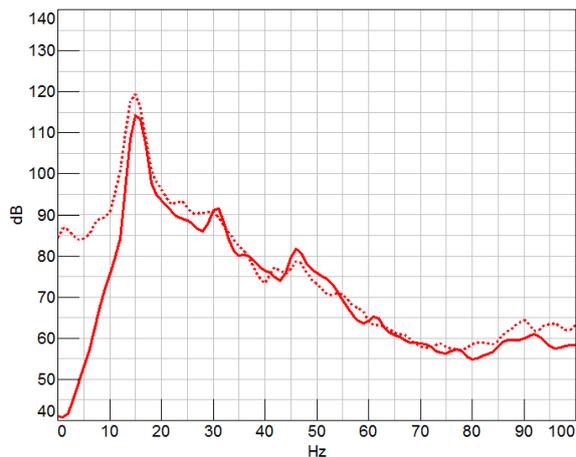


a) Velocidade: 110 km/h Pista — Túnel

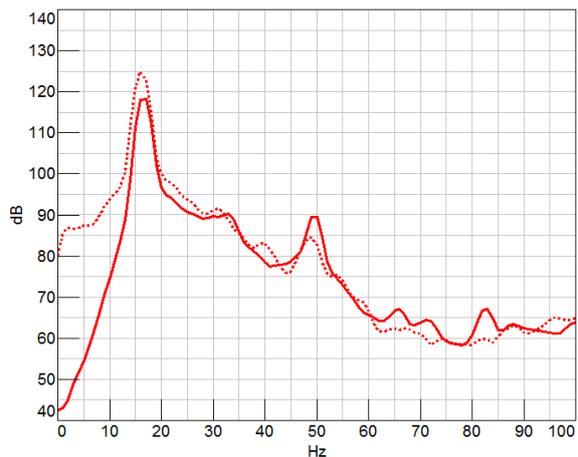


b) Velocidade: 120 km/h Pista — Túnel

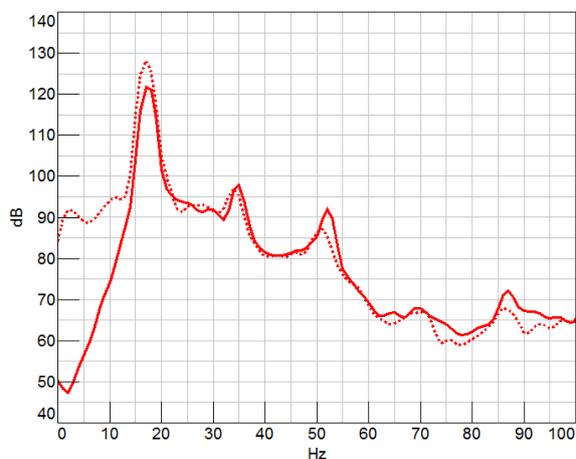
Figura 7.18 – Espectro de ruído de *buffeting* medido no ponto I02 nas velocidades:
 a) 70 km/h; b) 80 km/h; c) 90 km/h; d) 100 km/h; e) 110 km/h; f) 120 km/h;



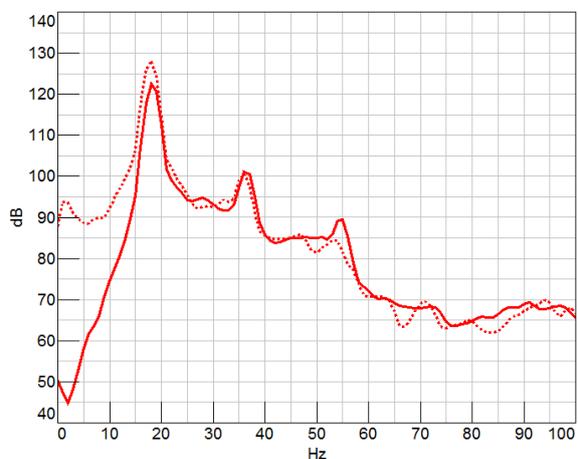
a) Velocidade: 70 km/h Pista — Túnel



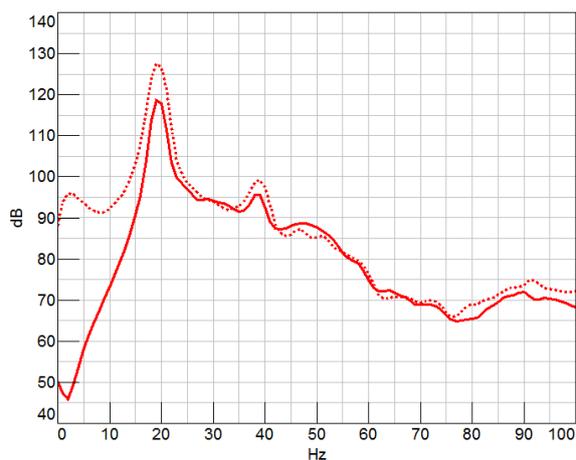
b) Velocidade: 80 km/h Pista — Túnel



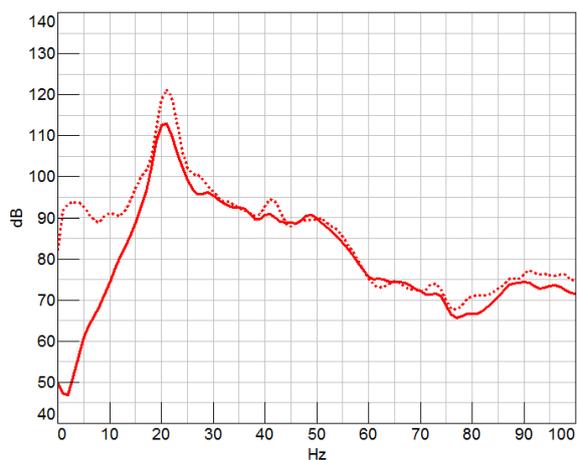
a) Velocidade: 90 km/h Pista — Túnel



b) Velocidade: 100 km/h Pista — Túnel

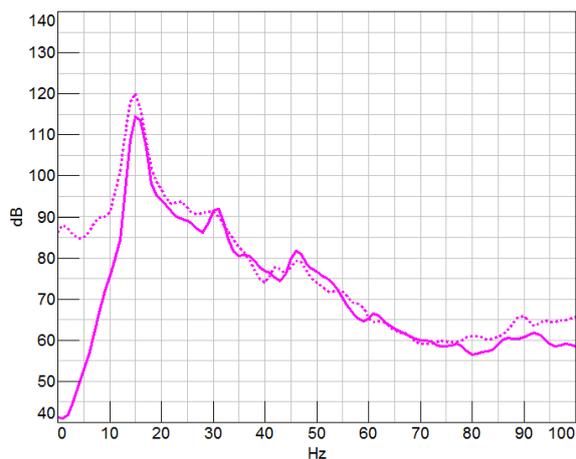


a) Velocidade: 110 km/h Pista — Túnel

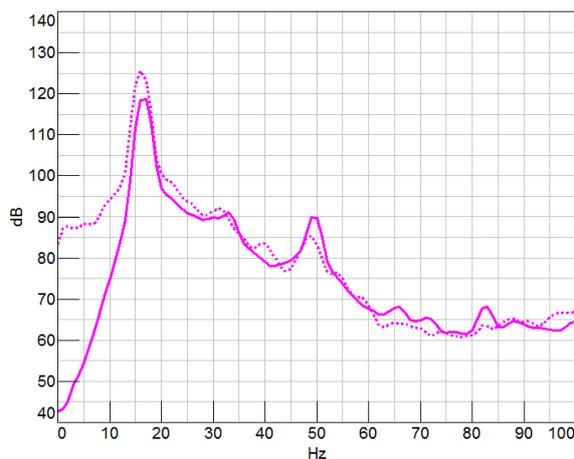


b) Velocidade: 120 km/h Pista — Túnel

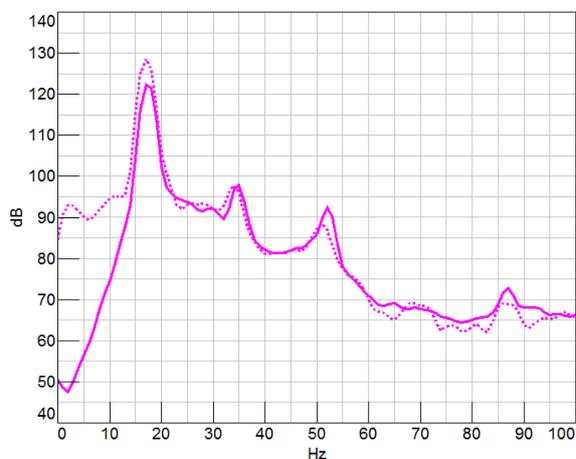
Figura 7.19 – Espectro de ruído de *buffeting* medido no ponto I03 nas velocidades:
a) 70 km/h; b) 80 km/h; c) 90 km/h; d) 100 km/h; e) 110 km/h; f) 120 km/h;



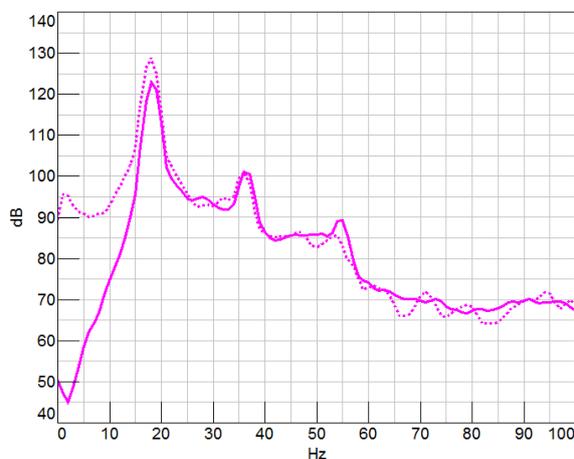
a) Velocidade: 70 km/h Pista — Túnel



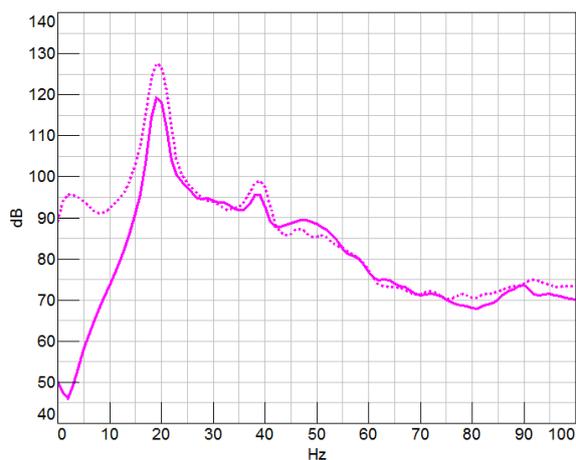
b) Velocidade: 80 km/h Pista — Túnel



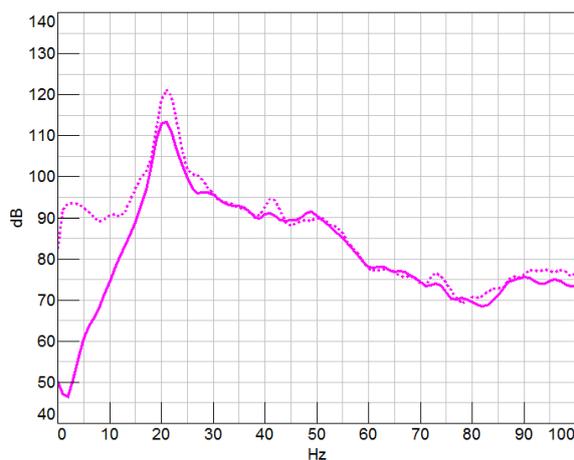
a) Velocidade: 90 km/h Pista — Túnel



b) Velocidade: 100 km/h Pista — Túnel



a) Velocidade: 110 km/h Pista — Túnel



b) Velocidade: 120 km/h Pista — Túnel

Figura 7.20 – Espectro de ruído de *buffeting* medido no ponto I04 nas velocidades:
a) 70 km/h; b) 80 km/h; c) 90 km/h; d) 100 km/h; e) 110 km/h; f) 120 km/h;

7.4 Comparativo dos Testes de Ruído Medidos no Retrovisor e Coluna A

Na análise final deste estudo são apresentados os níveis de ruído medidos externamente, mirados nas fontes do retrovisor e coluna A. A análise de correlação destas medições será apresentada neste mesmo tópico, visto que foram observados comportamentos similares. Sendo assim, são apresentados nas Figuras 7.21 a 7.29 os comparativos dos gráficos de ruído da coluna A medidos nos pontos C01, C02 e C03 e nas Figuras 7.30 a 7.35 os comparativos dos gráficos do retrovisor medidos nos pontos R01 e R03. As análises dos espectros em frequência foram realizadas nas velocidades de 50, 60, 70, 80, 90, 100, 110 e 120 km/h, nas quais foram extraídos também seguindo o mesmo critério descrito no tópico 7.2 (Tabela 7.1). A exemplo do ocorrido nas medições internamente, observa-se também nas medições externas, expostos nos gráficos dos espectros em frequência, menor correlação nas faixas de velocidades entre 50 a 70 km/h, entretanto, com menor influência do ruído de rolagem dos pneus, onde nota-se pouca divergência nos níveis globais. Portanto, com base no estudo de correlação realizado neste trabalho, considera-se válidas medições de ruído aerodinâmico em pista apenas nas faixas de velocidades acima de 70 km/h, devido a interferência das demais fontes presentes em um veículo, abaixo desta velocidade.

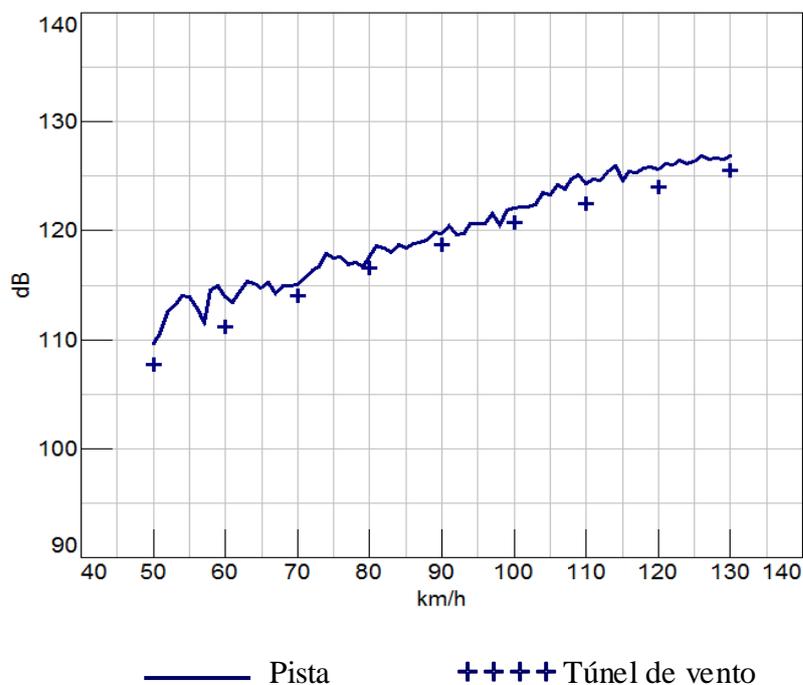


Figura 7.21 – Gráficos de ruído Nível Geral x velocidade medido no ponto C01

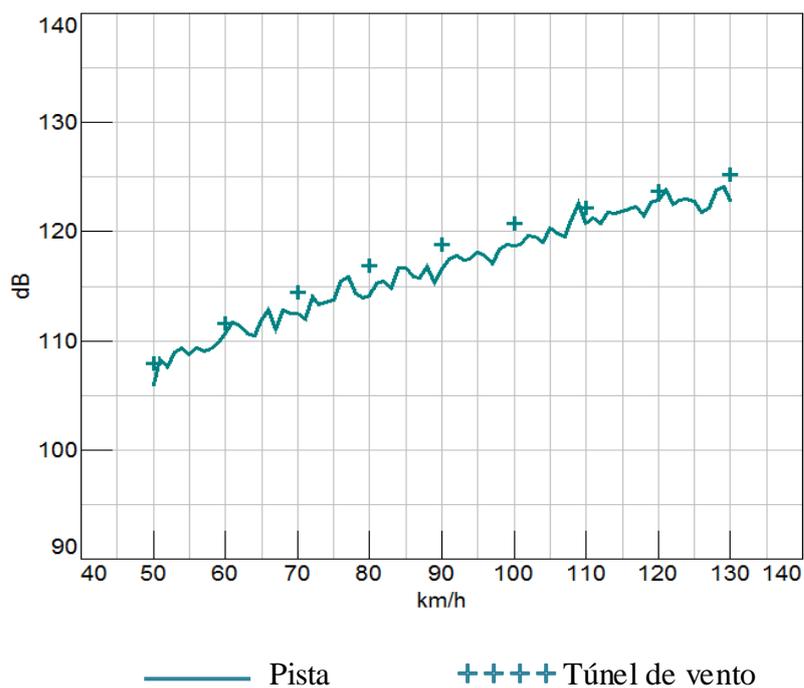


Figura 7.22 – Gráficos de ruído Nível Geral x velocidade medido no ponto C02

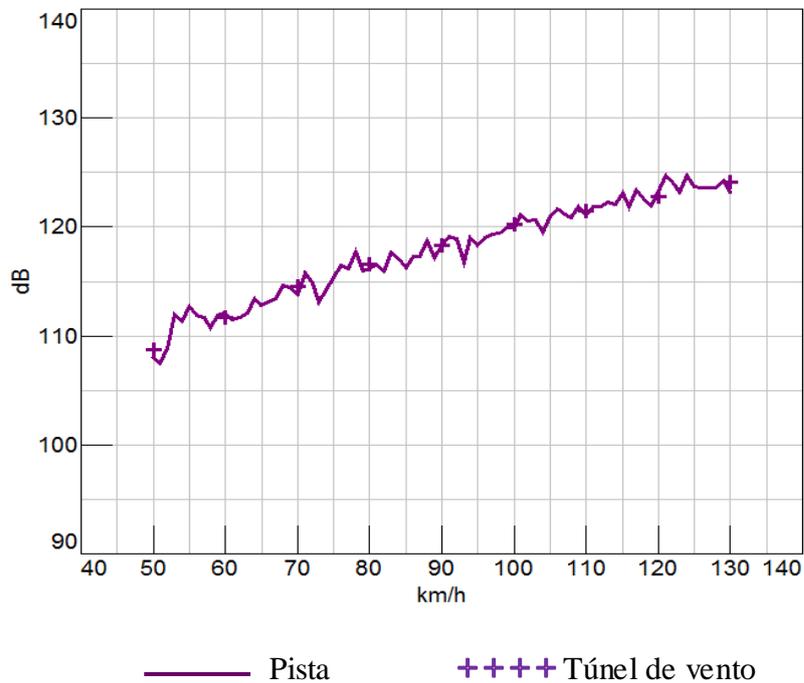
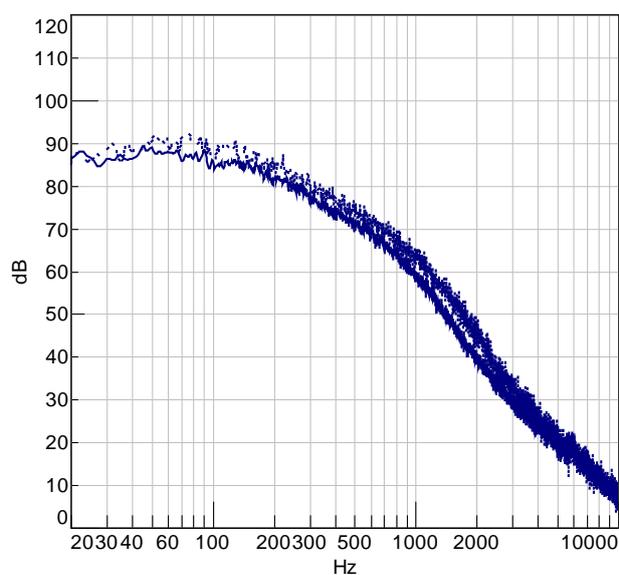
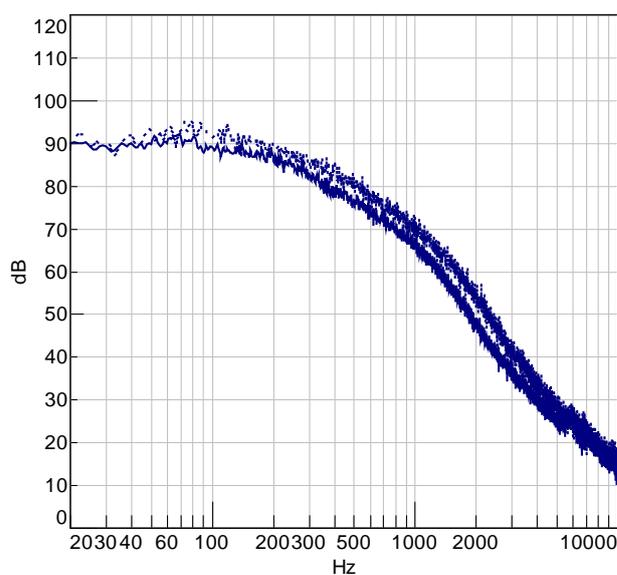


Figura 7.23 – Gráficos de ruído Nível Geral x velocidade medido no ponto C03



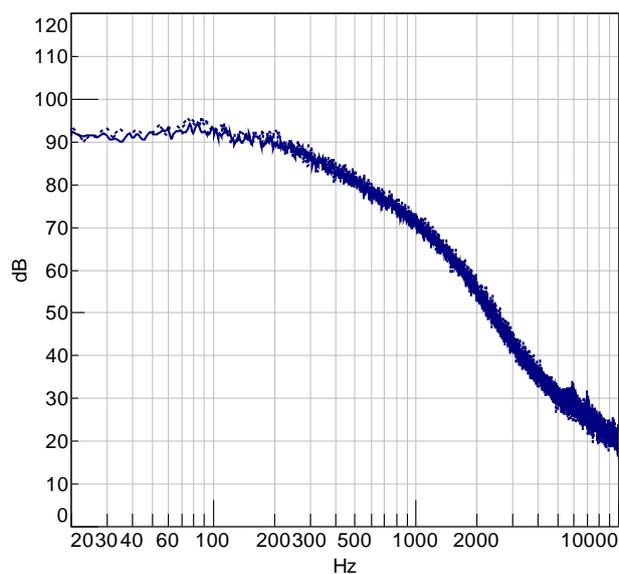
a) Velocidade: 50 km/h

..... Pista



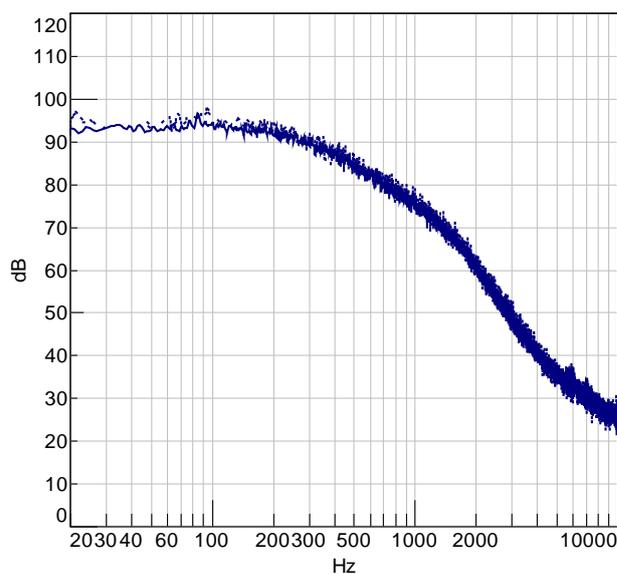
b) Velocidade: 60 km/h

—— Túnel de vento



c) Velocidade: 70 km/h

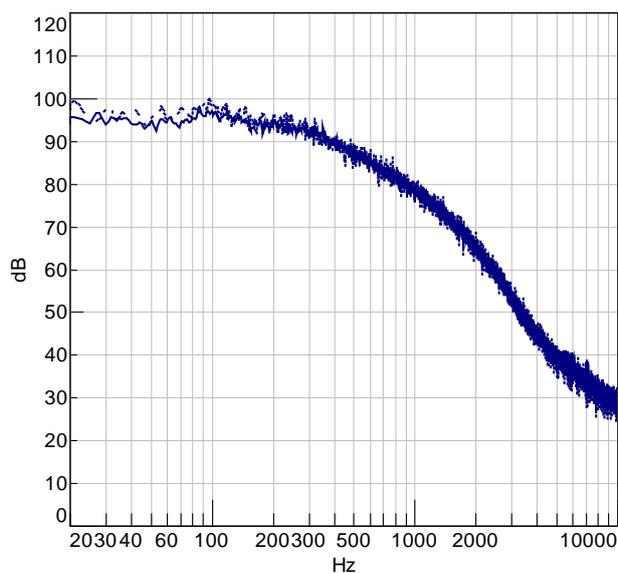
..... Pista



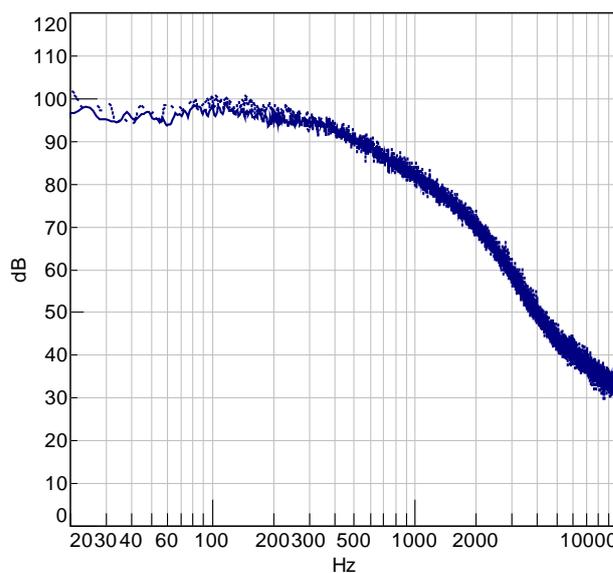
d) Velocidade: 80 km/h

—— Túnel de vento

Figura 7.24 – Espectro de ruído medido no ponto C01 nas velocidades: a) 50 km/h; b) 60 km/h; c) 70 km/h e d) 80 km/h



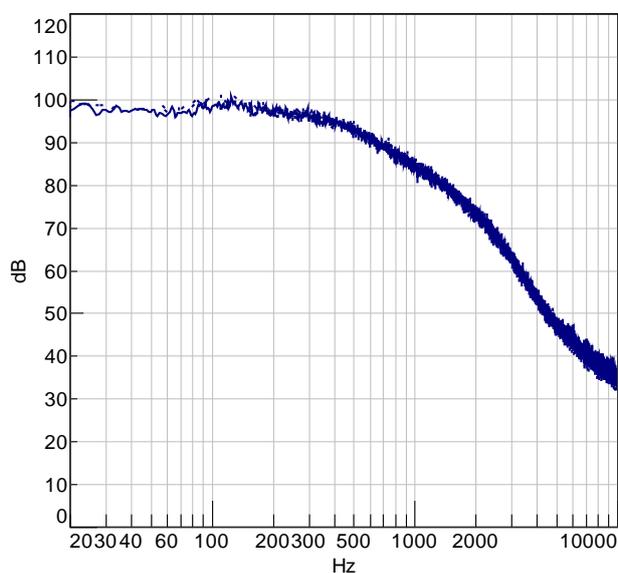
a) Velocidade: 90 km/h



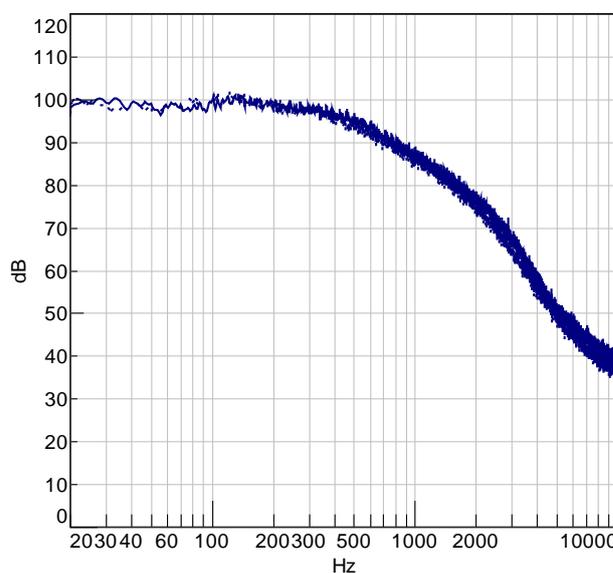
b) Velocidade: 100 km/h

..... Pista

———— Túnel de vento



c) Velocidade: 110 km/h

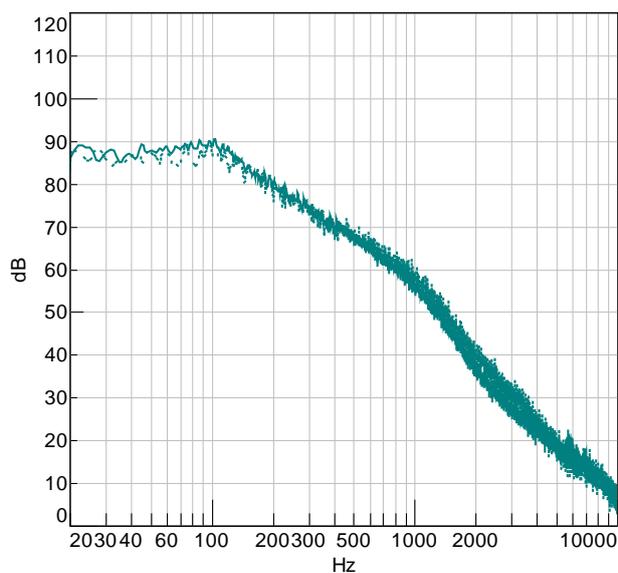


d) Velocidade: 120 km/h

..... Pista

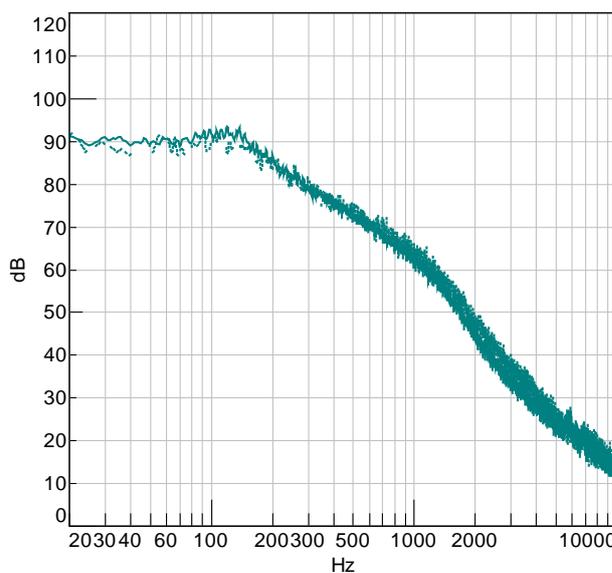
———— Túnel de vento

Figura 7.25 – Espectro de ruído medido no ponto C01 nas velocidades: a) 90 km/h; b) 100 km/h; c) 110 km/h e d) 120 km/h



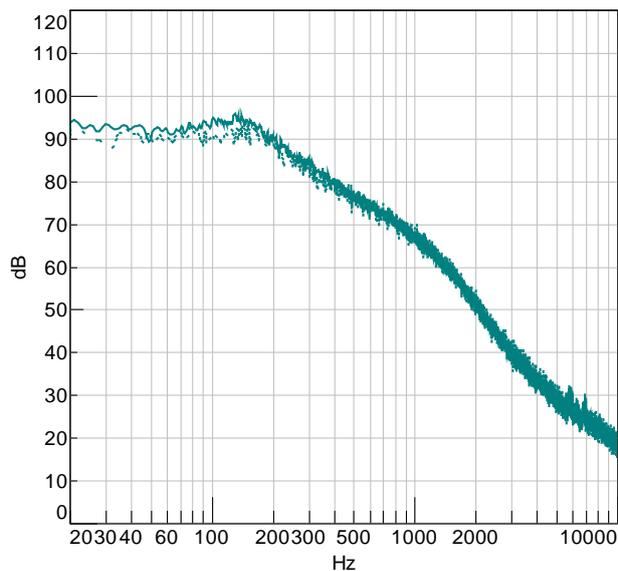
a) Velocidade: 50 km/h

..... Pista



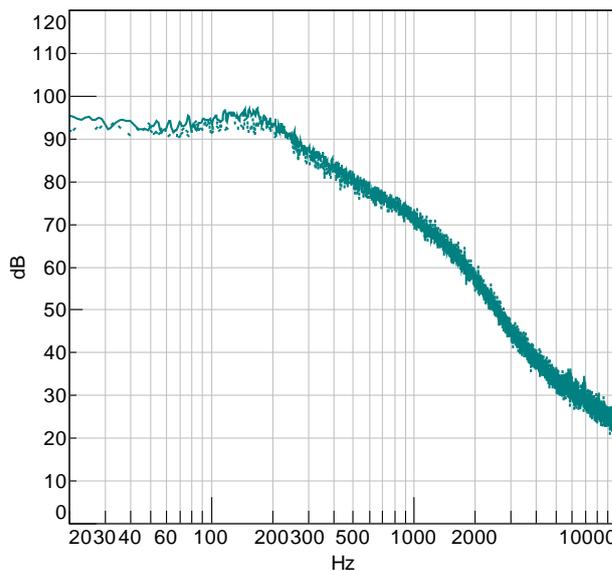
b) Velocidade: 60 km/h

—— Túnel de vento



c) Velocidade: 70 km/h

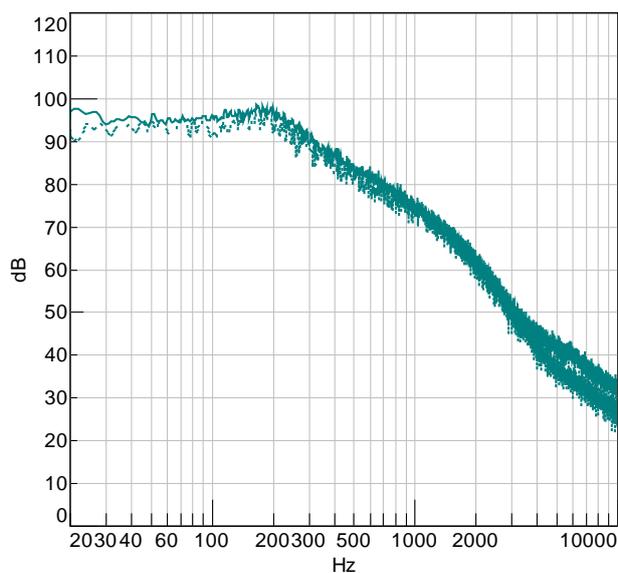
..... Pista



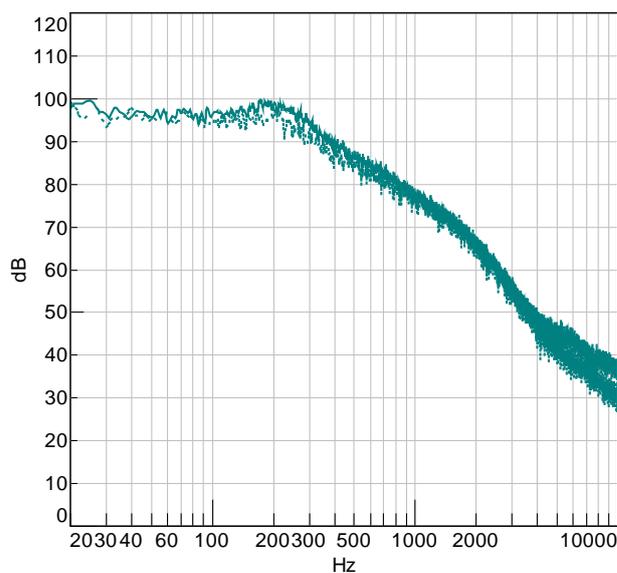
d) Velocidade: 80 km/h

—— Túnel de vento

Figura 7.26 – Espectro de ruído medido no ponto C02 nas velocidades: a) 50 km/h; b) 60 km/h; c) 70 km/h e d) 80 km/h



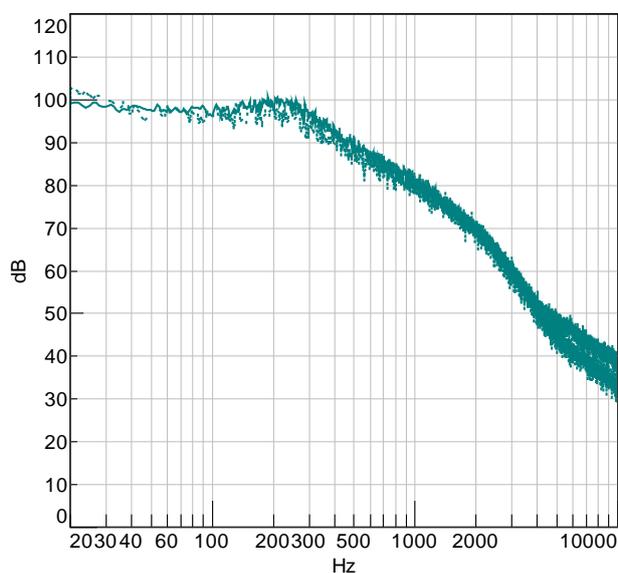
a) Velocidade: 90 km/h



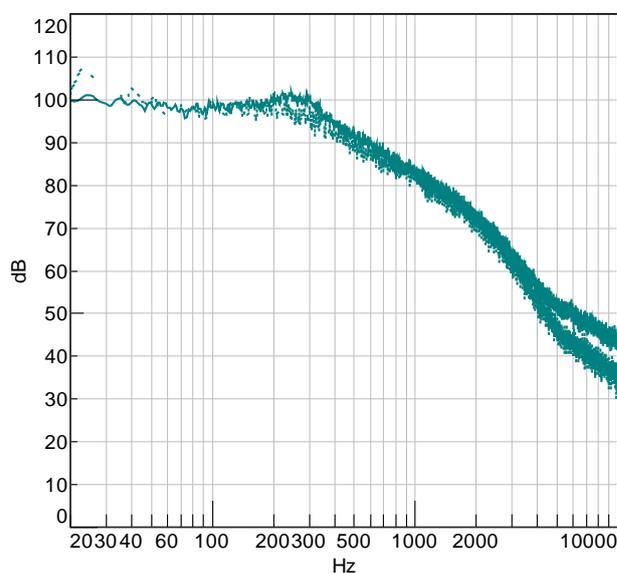
b) Velocidade: 100 km/h

..... Pista

———— Túnel de vento



c) Velocidade: 110 km/h

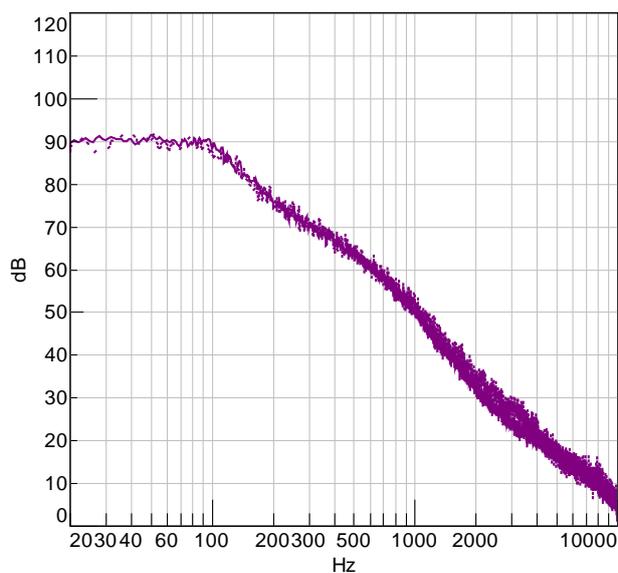


d) Velocidade: 120 km/h

..... Pista

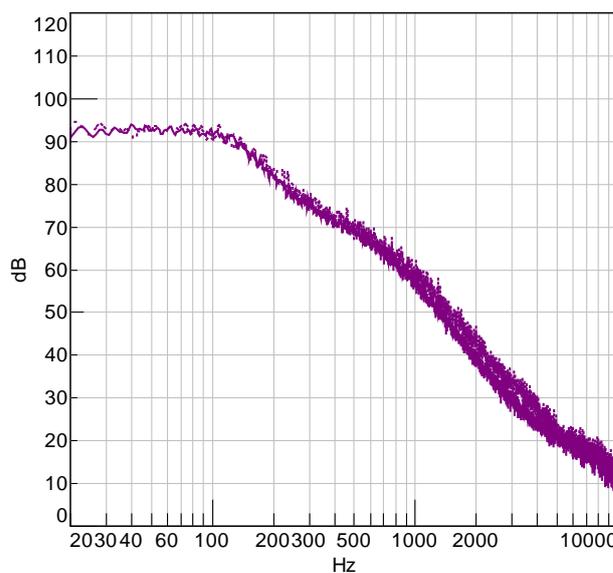
———— Túnel de vento

Figura 7.27 – Espectro de ruído medido no ponto C02 nas velocidades: a) 90 km/h; b) 100 km/h; c) 110 km/h e d) 120 km/h



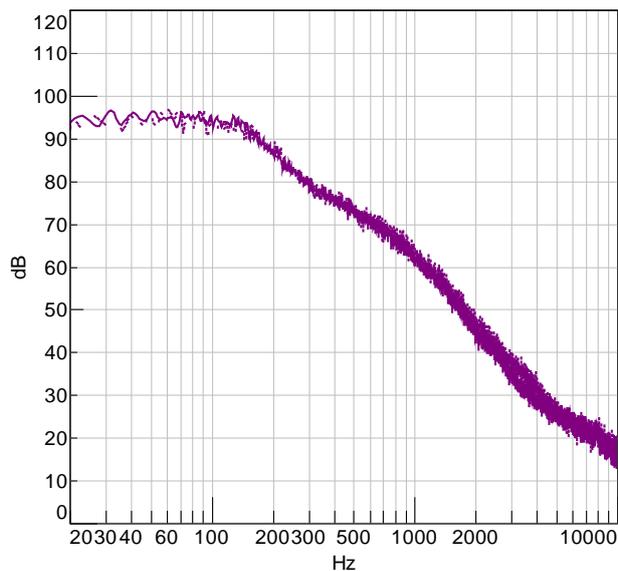
a) Velocidade: 50 km/h

..... Pista



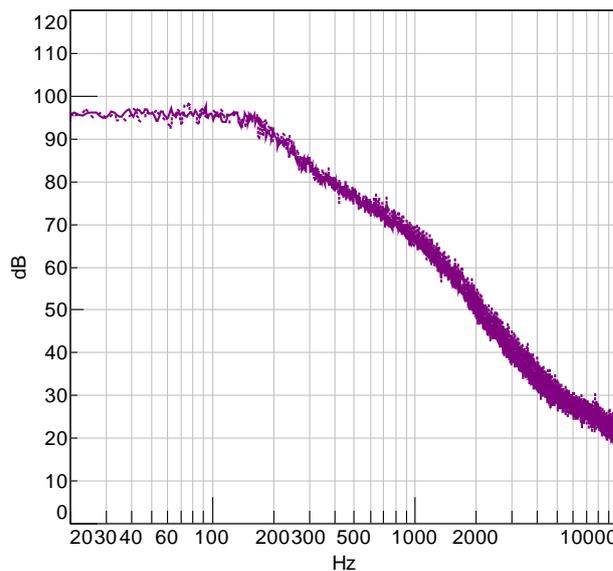
b) Velocidade: 60 km/h

—— Túnel de vento



c) Velocidade: 70 km/h

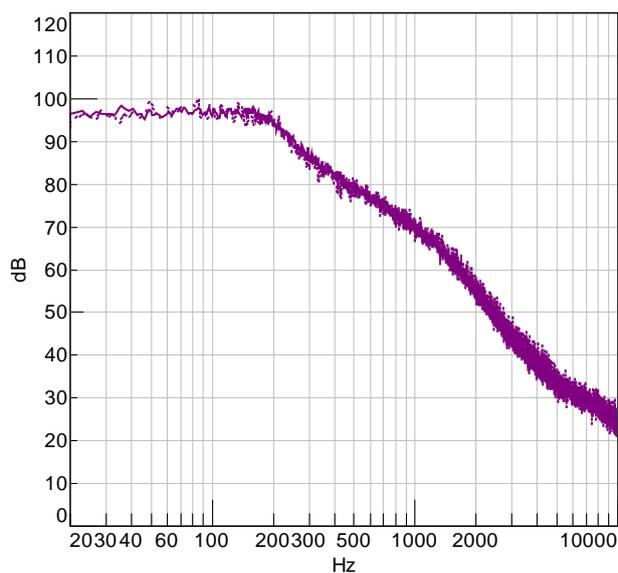
..... Pista



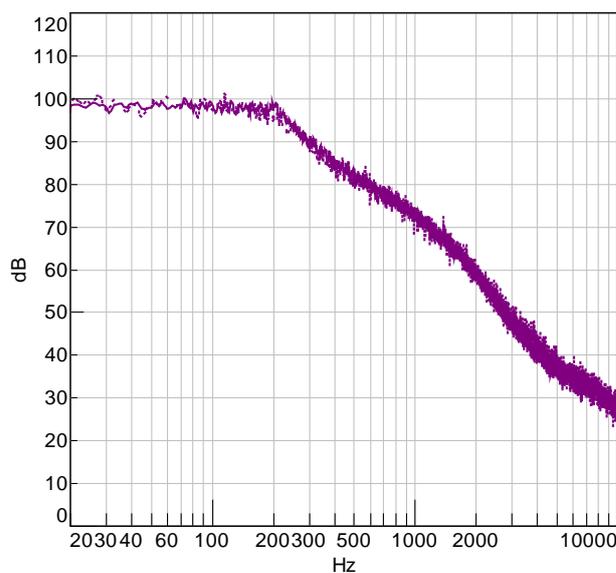
d) Velocidade: 80 km/h

—— Túnel de vento

Figura 7.28 – Espectro de ruído medido no ponto C03 nas velocidades: a) 50 km/h; b) 60 km/h; c) 70 km/h e d) 80 km/h



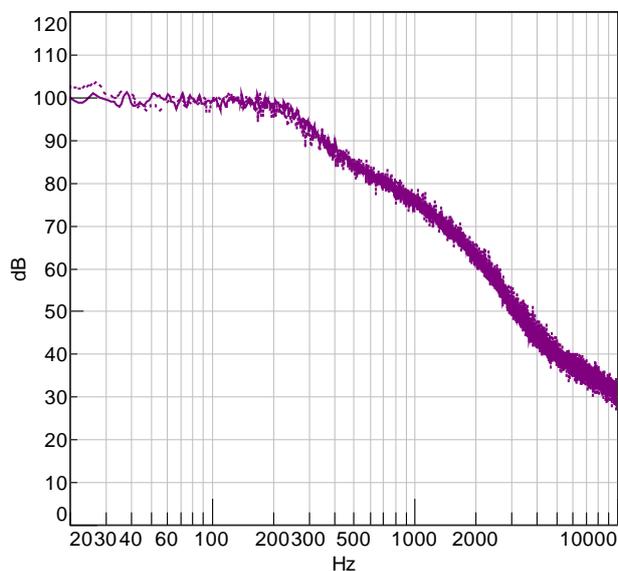
a) Velocidade: 90 km/h



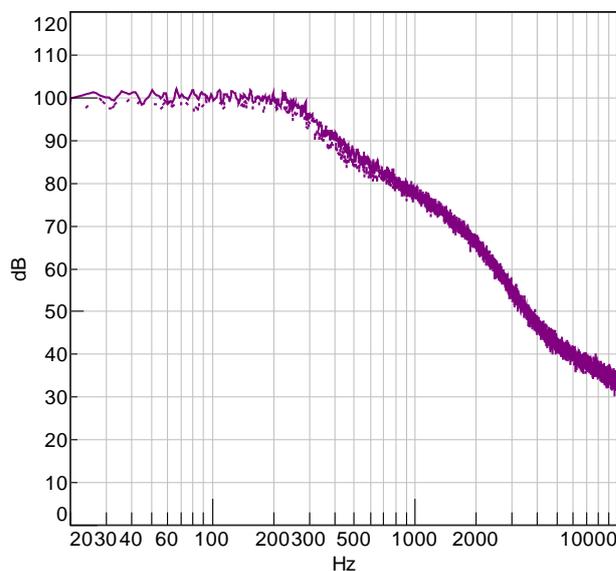
b) Velocidade: 100 km/h

..... Pista

—— Túnel de vento



c) Velocidade: 110 km/h



d) Velocidade: 120 km/h

..... Pista

—— Túnel de vento

Figura 7.29 – Espectro de ruído medido no ponto C03 nas velocidades: a) 90 km/h; b) 100 km/h; c) 110 km/h e d) 120 km/h

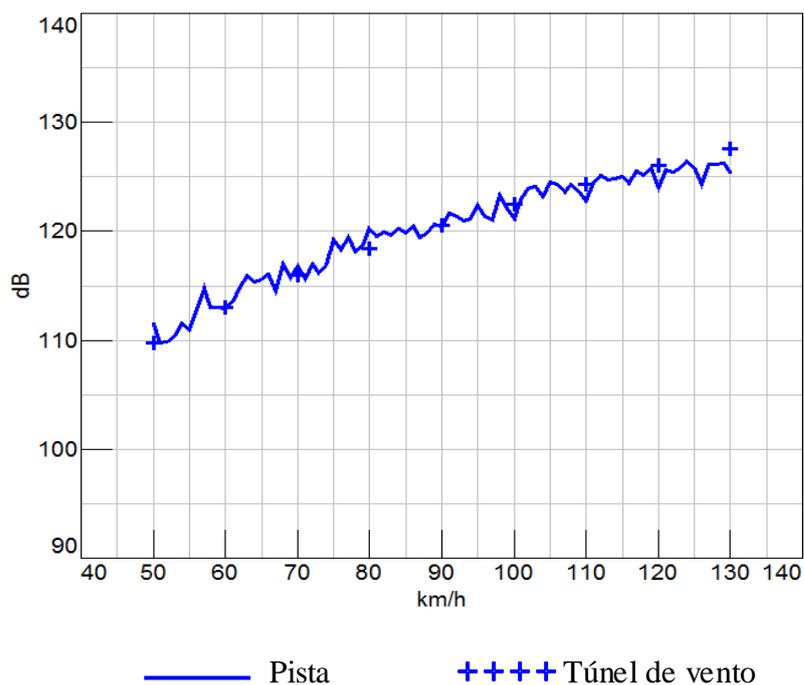


Figura 7.30 – Gráficos de ruído Nível Geral x velocidade medido no Ponto R01

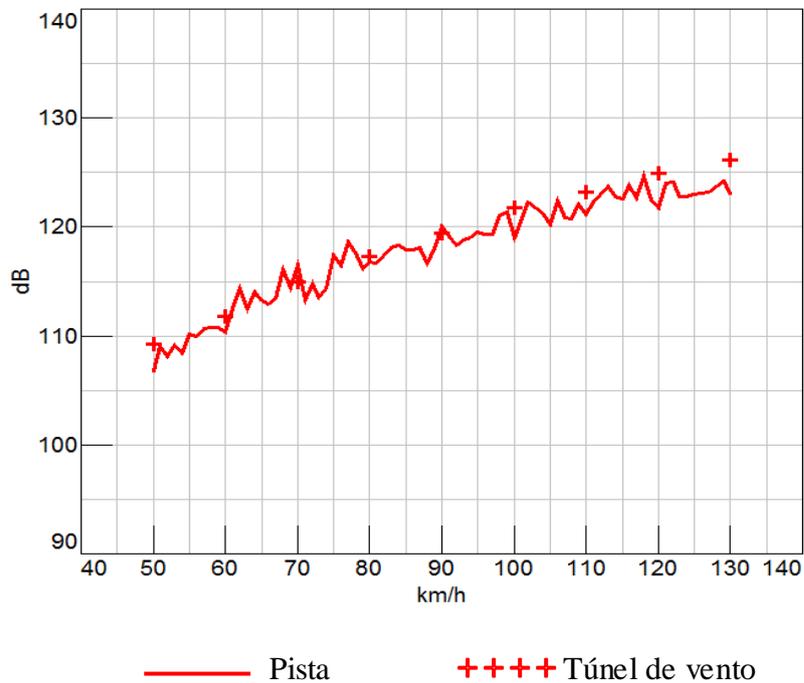


Figura 7.31 – Gráficos de ruído Nível Geral x velocidade medido no ponto R03

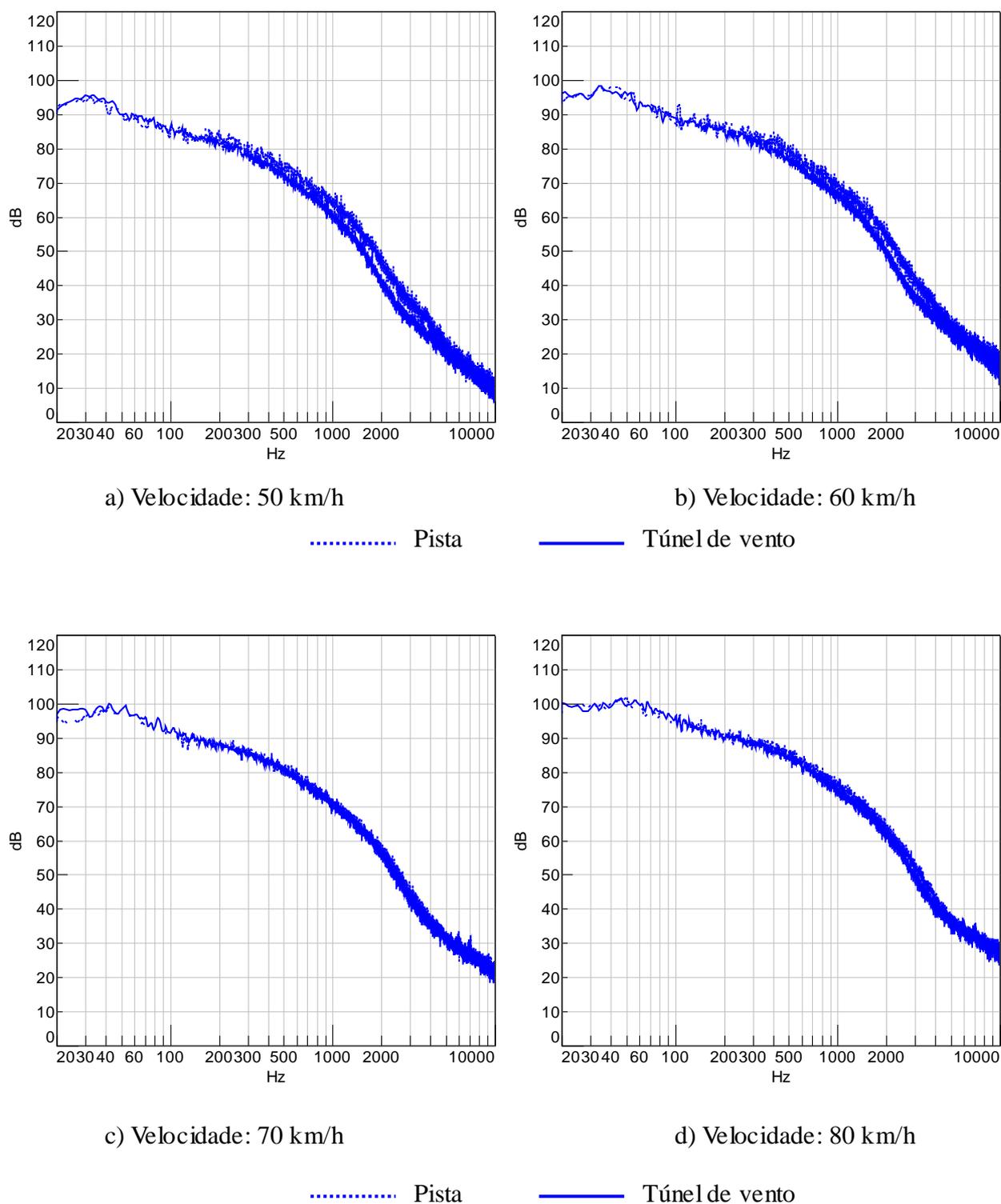
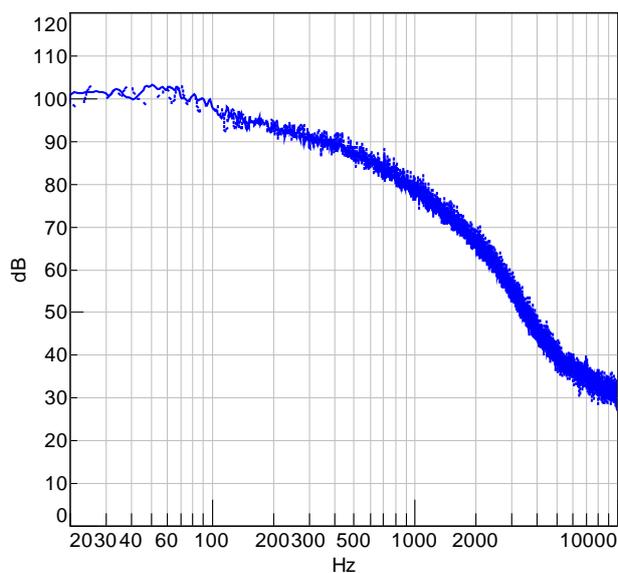
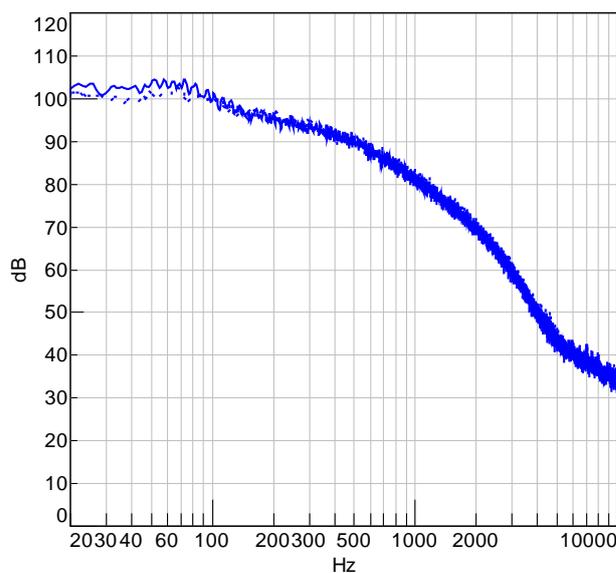


Figura 7.32 – Espectro de ruído PSD medido no ponto R01 nas velocidades: a) 50 km/h; b) 60 km/h; c) 70 km/h e d) 80 km/h



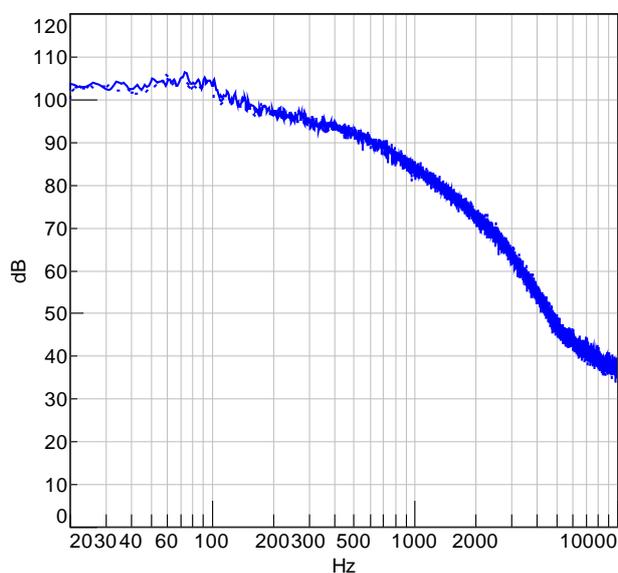
a) Velocidade: 90 km/h



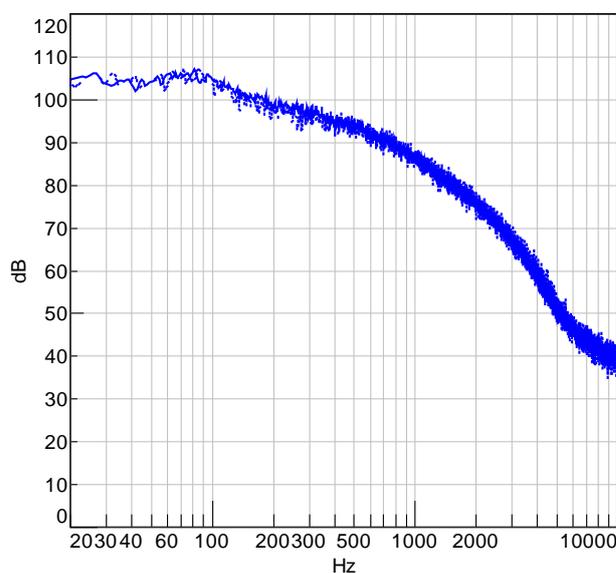
b) Velocidade: 100 km/h

..... Pista

———— Túnel de vento



c) Velocidade: 110 km/h



d) Velocidade: 120 km/h

..... Pista

———— Túnel de vento

Figura 7.33 – Espectro de ruído PSD medido no ponto R01 nas velocidades: a) 90 km/h; b) 100 km/h; c) 110 km/h e d) 120 km/h

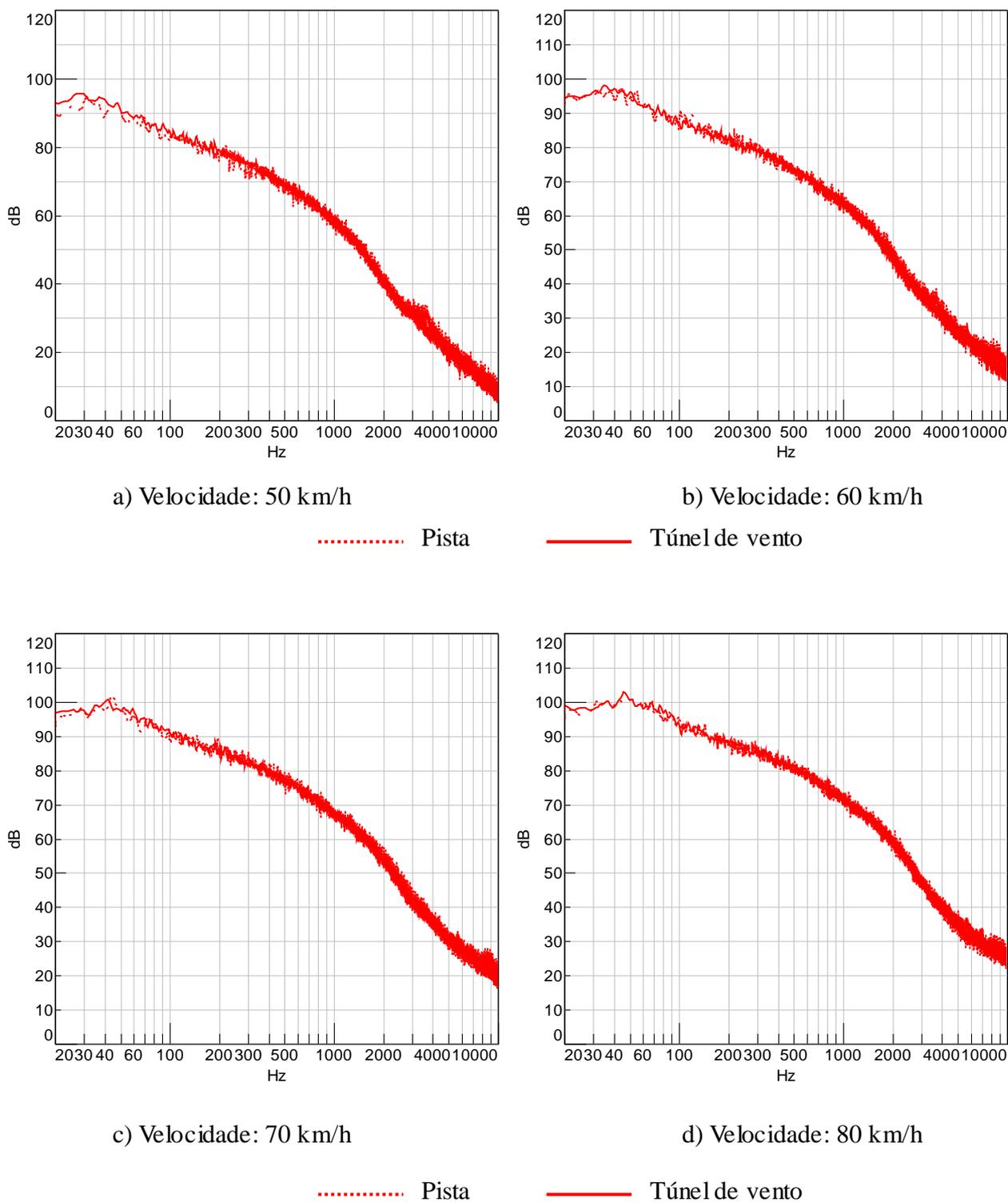
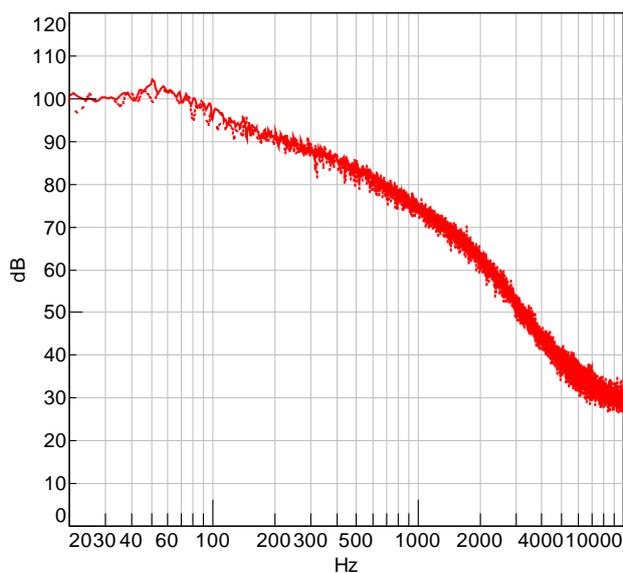
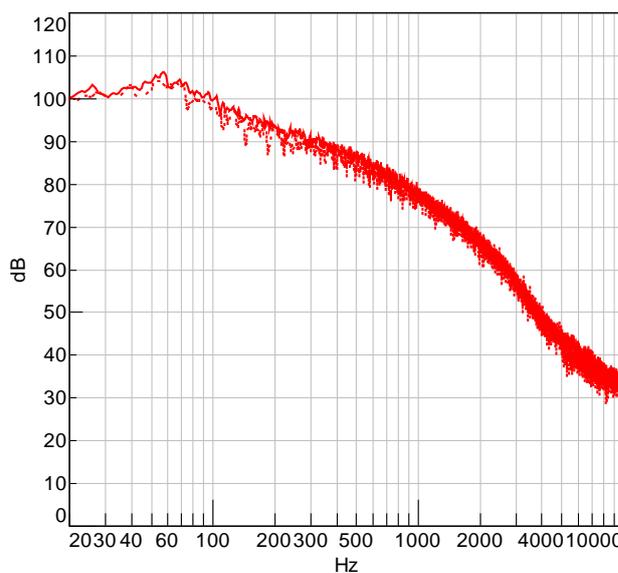


Figura 7.34 – Espectro de ruído PSD medido no ponto R03 nas velocidades: a) 50 km/h; b) 60 km/h; c) 70 km/h e d) 80 km/h



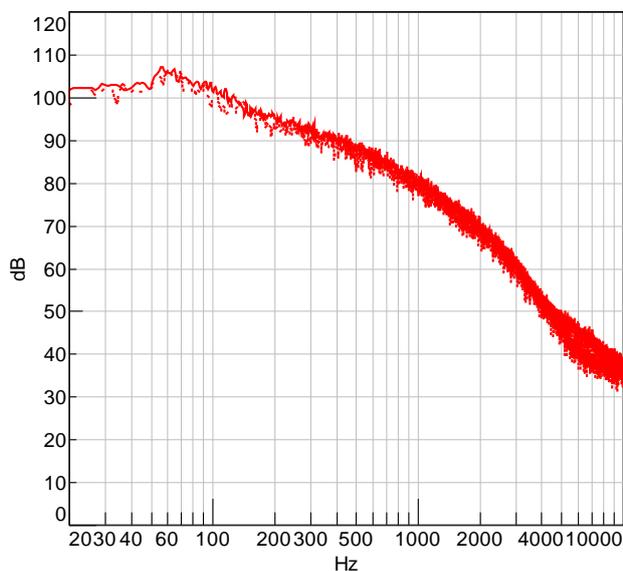
a) Velocidade: 90 km/h



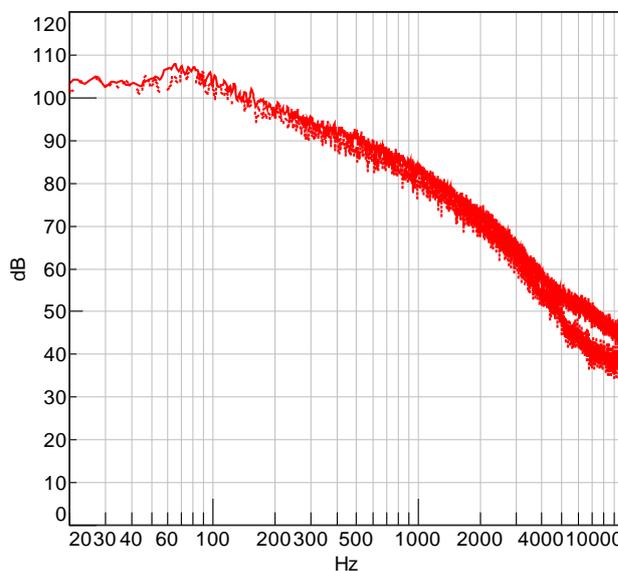
b) Velocidade: 100 km/h

..... Pista

—— Túnel de vento



c) Velocidade: 110 km/h



d) Velocidade: 120 km/h

..... Pista

—— Túnel de vento

Figura 7.35 – Espectro de ruído PSD medido no ponto R03 nas velocidades: a) 90 km/h; b) 100 km/h; c) 110 km/h e d) 120 km/h

Capítulo 8

Análise dos Resultados de Simulação Aeroacústica

8.1 Introdução

Como fechamento das análises dos dados, serão demonstrados nesta seção os resultados de aeroacústicas obtidos na simulação numérica de CFD, mirados nas fontes de ruído envolvendo o *buffeting*, retrovisor lateral e coluna A. Dada a diferença de características do *buffeting* em relação ao ruído de retrovisor e da coluna A, estas duas fontes serão analisadas separadamente. Os resultados serão apresentados seguindo a sequência de metodologia de simulação conforme procedimento descrito no Capítulo 5. De forma global, os resultados nesta seção serão expostos em duas formas, tanto em termos qualitativo como quantitativo. Na primeira etapa, serão demonstrados os resultados de simulação das fontes de ruído aerodinâmico do retrovisor e da coluna A. Será realizada inicialmente uma análise qualitativa, obtida por meio de informações extraídas da simulação no estado estacionário com método RANS baseado em modelos de turbulência. Esta análise é bastante útil, especialmente para simulação do ruído de retrovisor e coluna A, como auxílio de identificação e localização das fontes de ruído através de análise de analogias baseados nos modelos de Proudman e Curle. Posteriormente, será realizada uma análise quantitativa em termos de espectro da magnitude do ruído no domínio da frequência, obtida por meio da simulação considerando estado transiente. Na segunda etapa serão apresentados os resultados de simulação do ruído de *buffeting*, também em termos de análises qualitativas e quantitativas, considerando apenas o estado transiente. Todos os resultados serão confrontados com os dados experimentais para validação da simulação numérica. Considera-se que os resultados extraídos nesta simulação auxiliarão na compreensão do fenômeno de geração de ruído destas fontes complementando o estudo já realizado com os dados experimentais.

8.2 Simulação Aeroacústica do Ruído de Retrovisor e Coluna A

Visto que a simulação do ruído de retrovisor e da coluna A foi executada simultaneamente no mesmo cálculo, os resultados destas duas fontes serão apresentados, em primeira estância, em conjunto. Uma primeira análise dos resultados será feita considerando o escoamento estacionário. Conforme exposto no Capítulo 5, esta etapa da simulação é bastante útil para determinação dos melhores parâmetros de simulação, como por exemplo, refinamento de malha, modelos de malhas, modelos de turbulência, entre outros parâmetros de cálculos. Dada a complexidade do modelo, neste processo de simulação foram necessários vários giros de cálculos até o ponto em que foram alcançados resultados com uma convergência adequada, os quais serão apresentados a seguir, em sua versão final.

8.2.1 Análise estacionária

Um importante fator avaliado nesta etapa refere-se à espessura adimensional da camada limite, expressa pelos valores de y^+ . Conforme sugerido no Capítulo 5, item 5.3.4, em simulações envolvendo escoamento transiente requer valores de $y^+ \approx 1$. Uma vez que tal parâmetro varia em função do grau de refinamento da malha próximo à superfície (quanto maior o refinamento, menor é o valor), de certa forma o valor obtido validará se a malha utilizada encontra-se dentro de uma faixa adequada para simulações em aeroacústica. Através da Figura 8.1 pode ser observado que este objetivo foi plenamente alcançado, principalmente nas regiões mais próximas das fontes em destaque, devido ao maior refinamento da malha.

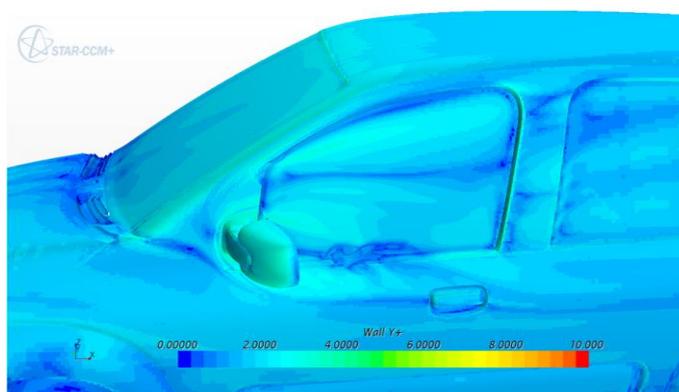


Figura 8.1 – Representação da distância adimensional y^+ da camada limite

A faixa de frequência útil resolvida nas regiões de interesse na simulação foi avaliada por meio da função disponível no programa STARCCM+ denominada *mesh cutoff*. A imagem da simulação gerada na Figura 8.2 com o uso desta ferramenta indica que a faixa de frequência útil calculada está dentro do limite de 3,5 kHz. Entende-se que esta faixa de frequência é suficiente para capturar fenômenos que são associados a estruturas turbulentas no ruído de retrovisor e da coluna A, conforme constatado anteriormente nos resultados de provas experimentais. É importante salientar que a frequência máxima estimada com o uso desta ferramenta está coerente com o limite máximo previsto no critério utilizado na definição do comprimento da malha baseado na formulação para discretização espacial e temporal, descrito no tópico 5.3.4 do Capítulo 5.

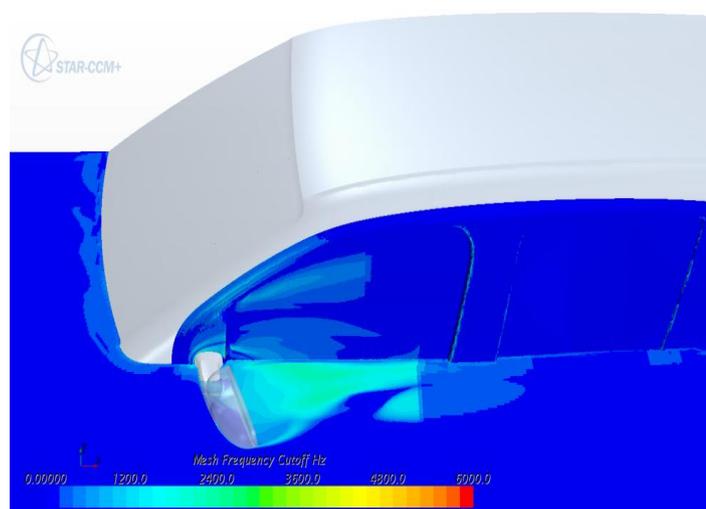


Figura 8.2 – Faixa de frequência útil simulada

Por fim, na análise estacionária foram determinadas as regiões onde predominam as fontes de ruído aerodinâmico originados pela coluna A e pelo retrovisor por meio de modelos de aeroacústica baseado nas formulações de Curle e Proudman. A imagem da Figura 8.3 fornece informações sobre as regiões onde predominam o ruído destas duas fontes próximas da superfície do vidro lateral dianteiro por meio do modelo de aeroacústica Curle. Nas imagens das Figuras 8.4 e 8.5 encontram-se as vistas dos planos longitudinal e transversal respectivamente demonstrando regiões onde predominam o ruído na esteira do retrovisor e vórtices gerados na coluna A por meio do modelo de aeroacústica Proudman.

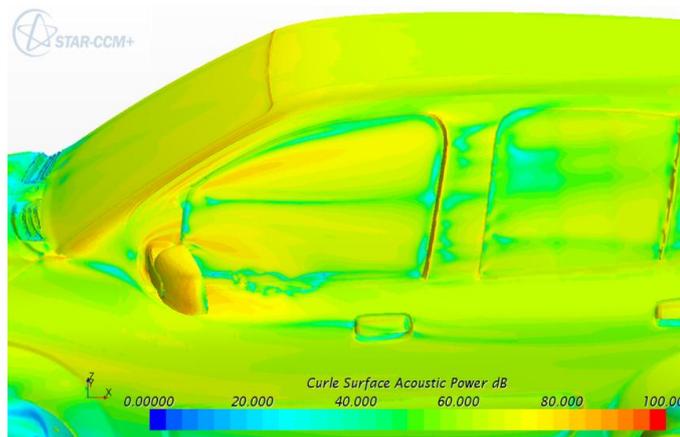


Figura 8.3 – Identificação de fonte de ruído na superfície por meio do modelo Curle

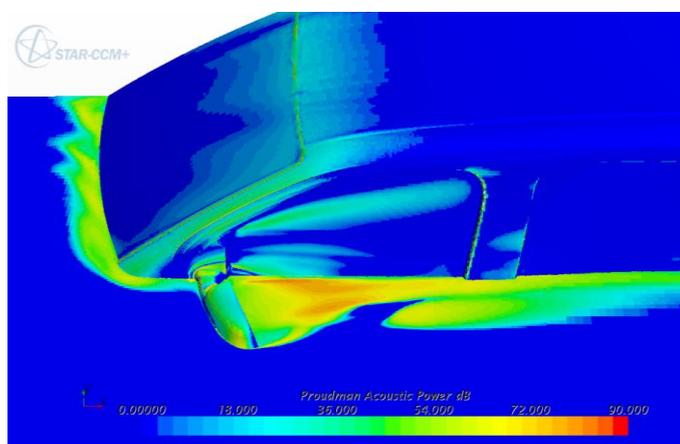


Figura 8.4 – Potencia sonora na esteira do retrovisor por meio do modelo de Proudman – vista de seção longitudinal

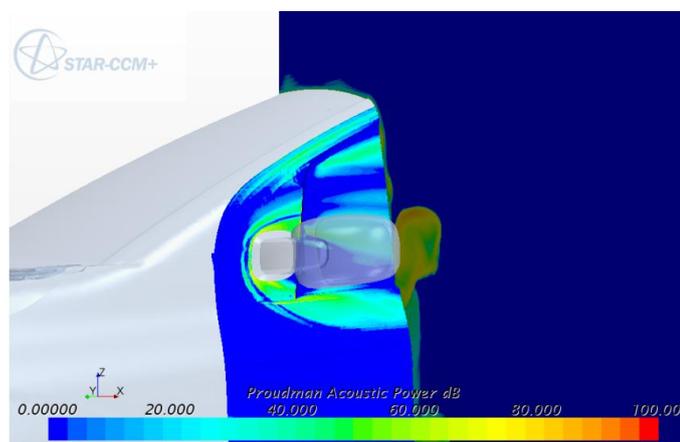


Figura 8.5 – Potencia sonora na esteira do retrovisor por meio do modelo de Proudman – vista de seção transversal

8.2.2 Análise transiente

O primeiro passo na análise transiente consiste em selecionar a faixa válida do sinal temporal de pressão registrado pelas sondas virtuais. Na Figura 8.6 é demonstrado o sinal temporal da flutuação de pressão registrada durante o tempo físico de 1,2s definido na simulação do ruído de retrovisor e coluna A. Este sinal demonstra-se instável no período inicial de simulação até o tempo de 0,1s. A partir deste período, o sinal permanece estável, conforme evidenciado na própria Figura 8.6, portanto esta faixa foi considerada válida para processamento dos sinais.

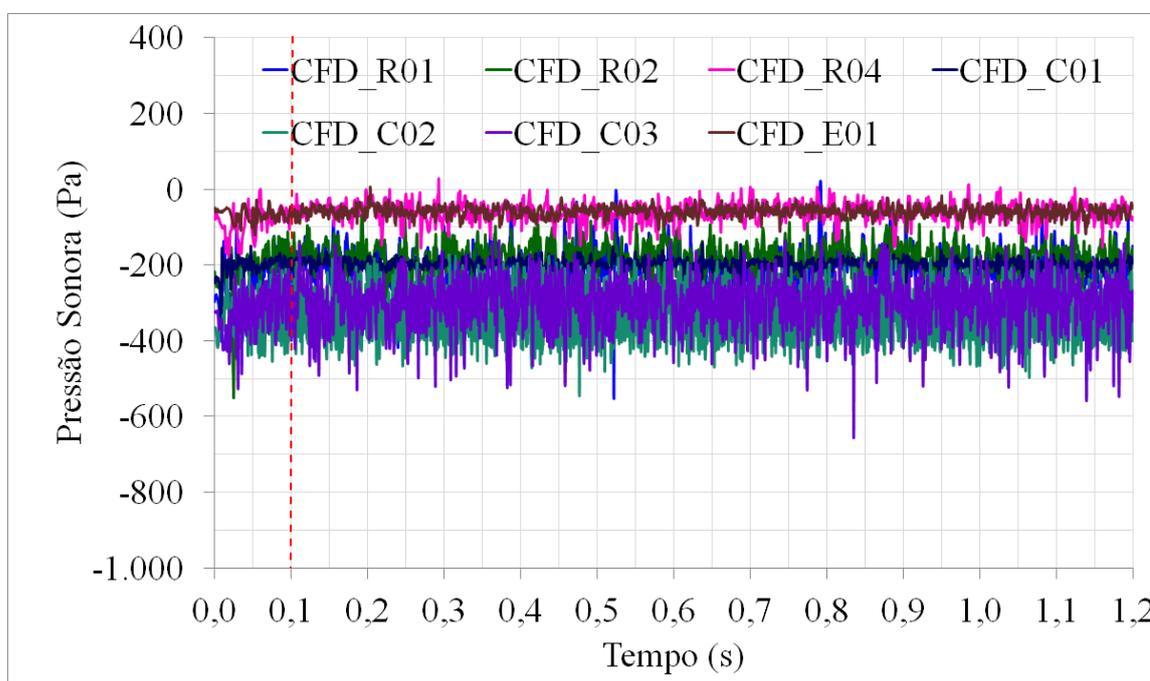


Figura 8.6 – Sinal temporal gravado pelas sondas externas no tempo de simulação

A exemplo das análises realizadas na fase experimental, nesta etapa, os gráficos são apresentados também em forma de espectros de ruído no domínio da frequência, registrados em cada sonda virtual posicionadas na região do vidro lateral nas proximidades do retrovisor e coluna A. Estes gráficos foram obtidos por meio de Transformada Rápida de Fourier (FFT) dos sinais de pressão calculados na simulação CFD considerando escoamento na velocidade de 100 km/h. Conforme descrito acima, o tempo de amostragem neste processamento foi de 1,0 s, subdividido em dois blocos de análise com 50 % de sobreposição, o que corresponde a

uma resolução de 1 Hz de frequência. Neste cálculo foi utilizada função de janelamento tipo Hanning e média de energia dos sinais.

As Figuras 8.7 a 8.12 exibem os espectros de ruído em função da frequência gerados a partir dos sinais de pressão registrados na simulação do ruído de retrovisor e coluna A, compreendendo uma faixa entre 20 a 10000 Hz por englobar todos os aspectos característicos destes dois componentes dentro de uma faixa confiável determinado na análise estacionária. Estes gráficos foram comparados, para efeito de validação da simulação, com os dados medidos experimentalmente. Uma vez que toda a análise das características do ruído gerado nestas duas fontes foi previamente realizada com base nos resultados das provas experimentais, conforme apresentado no Capítulo 6, esta etapa será reservada unicamente para análise da correlação dos dados simulados com dados experimentais.

Os comparativos dos gráficos de ruído simulados na região do retrovisor e coluna A são apresentados nas Figuras 8.7 a 8.9 e 8.10 a 8.12 respectivamente. Nota-se, em uma primeira análise deste comparativo, uma boa correlação entre os resultados experimental e teórico, de forma que a simulação foi considerada validada, visto que o método utilizado na simulação foi capaz de reproduzir de forma clara as características do ruído aerodinâmico. Embora considera-se correlacionado com o experimental, nota-se algumas discrepâncias que podem ser explicadas, conforme serão abordados nas análises seguintes.

Na faixa de frequência entre 20 a 3000 Hz, embora tenha atingido correlação satisfatória, nota-se diferenças em algumas faixas de frequências que atingem até 10 dB em relação ao experimental. O motivo desta diferença está relacionado a fatores que estão associados a não linearidade das equações governantes e as soluções numéricas, como erros de truncamento (diferenciação), erros de iterações e até mesmo erros de arredondamento. Além disto, a fonte de erro de posicionamento das sondas virtuais é um importante fator a ser considerado nesta análise, visto que a posição destas sondas não são exatamente as mesmas dos sensores de pressão montados no veículo, principalmente no que se refere ao espaçamento com a superfície. Visto que estes sensores se localizam na região da camada limite, uma pequena variação desta altura certamente já compromete na variação dos níveis de ruído. Entretanto, uma abordagem deste assunto requer estudos mais aprofundados.

Nota-se, por outro lado, que não foi obtida boa correlação nas faixas de frequência acima de 3000 Hz, o que era esperado, visto que o dimensionamento de malha utilizado nesta simulação, nas proximidades das fontes, embora tenha sido extremamente refinado não foi

suficiente para capturar frequências acima desta faixa. Portanto, o espaçamento de malha foi dimensionado de forma a obter uma boa resolução na faixa de ocorrência característica do ruído de retrovisor e da coluna A, que ocorre entre 20 a 3000 Hz. Cabe ressaltar que, além dos fatores expostos acima, associados a erros numéricos, os níveis de detalhes de acoplamentos nas regiões envolvendo o retrovisor e a coluna A, responsáveis pela geração de ruído em altas frequências, foram suprimidos no modelo.

Encontra-se a parte na Figura 8.13 resultado da correlação realizada no ponto de recolamento do escoamento (E01). Neste ponto, os resultados foram ainda melhores, justificado pela maior distância das outras fontes.

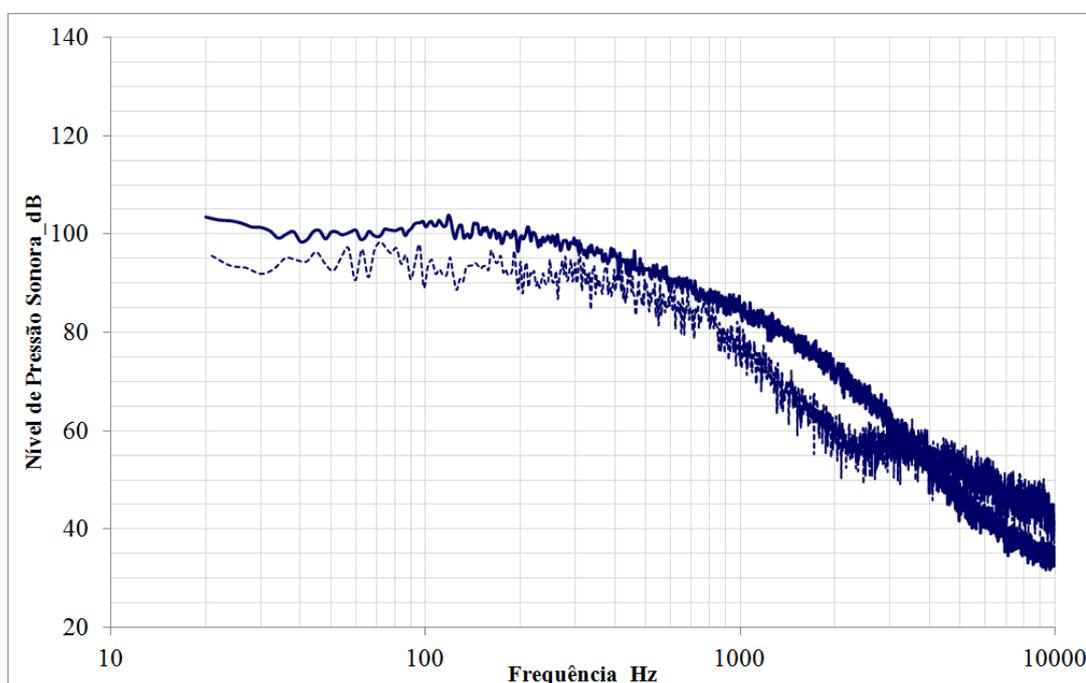


Figura 8.7 – Comparativo de ruído da coluna A - Ponto C01

..... CFD — Experimental

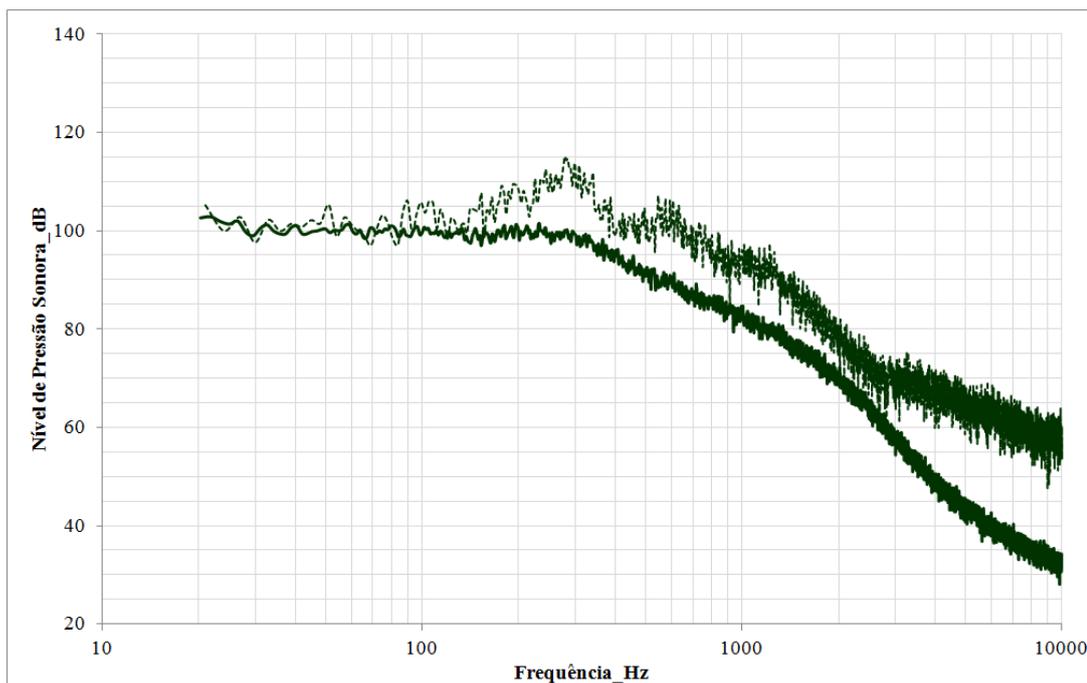


Figura 8.8 – Comparativo de ruído da coluna A - Ponto C02

..... CFD — Experimental

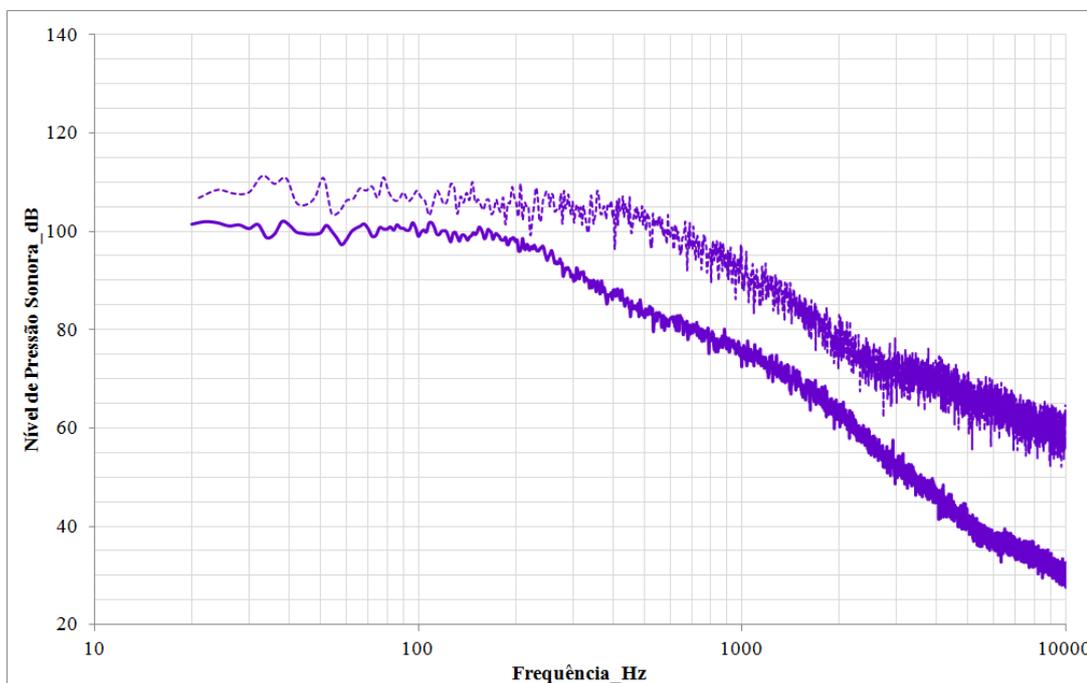


Figura 8.9 – Comparativo de ruído da coluna A - Ponto C03

..... CFD — Experimental

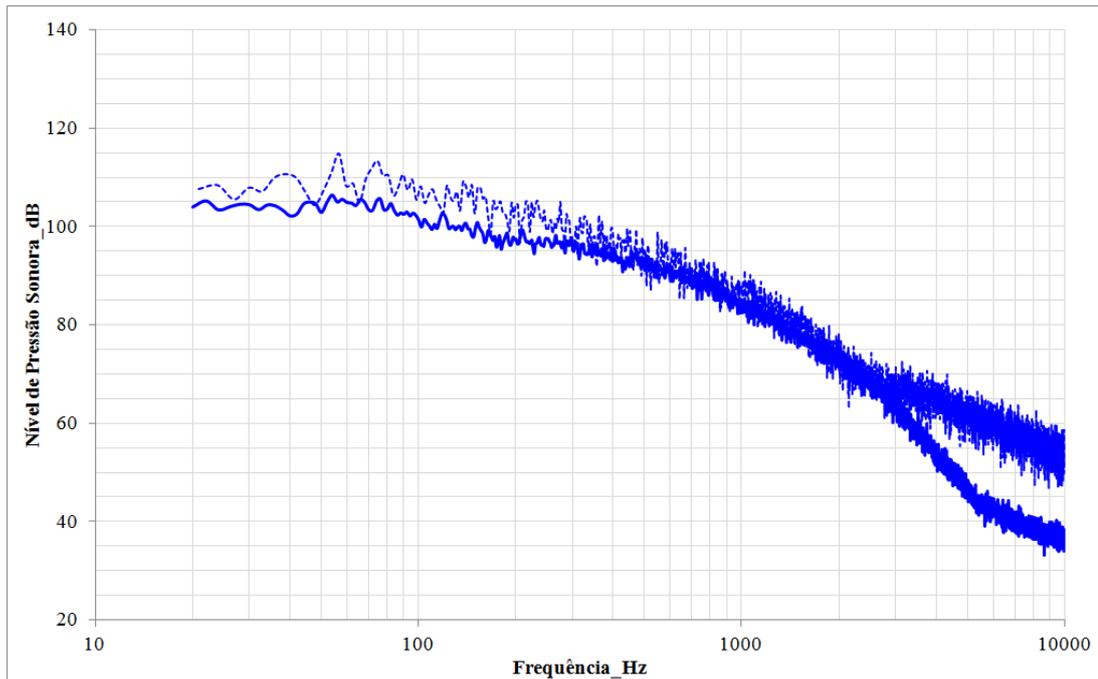


Figura 8.10 – Comparativo de ruído do retrovisor - Ponto R01

..... CFD — Experimental

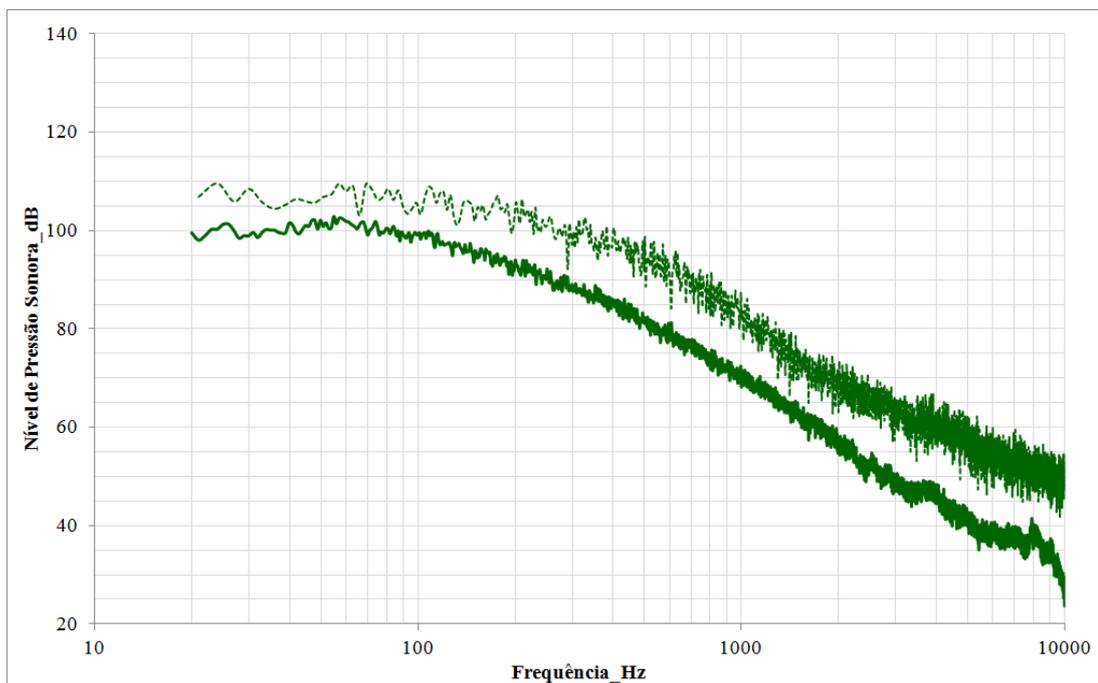


Figura 8.11 – Comparativo de ruído do retrovisor - Ponto R02

..... CFD — Experimental

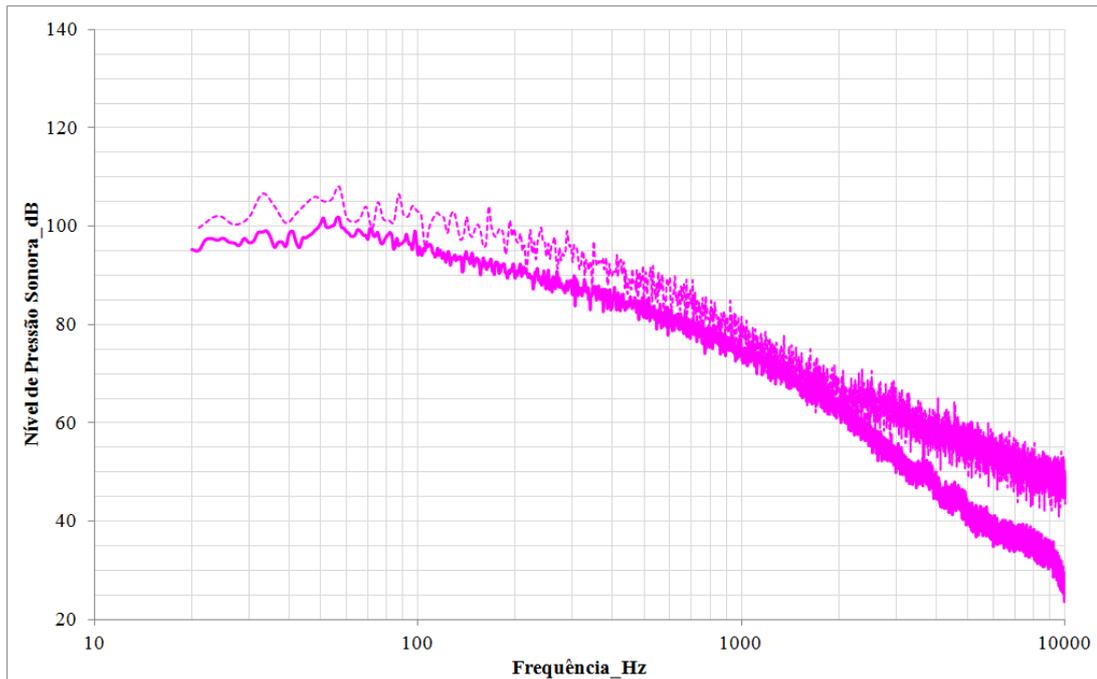


Figura 8.12 – Comparativo de ruído do retrovisor - Ponto R03

..... CFD — Experimental

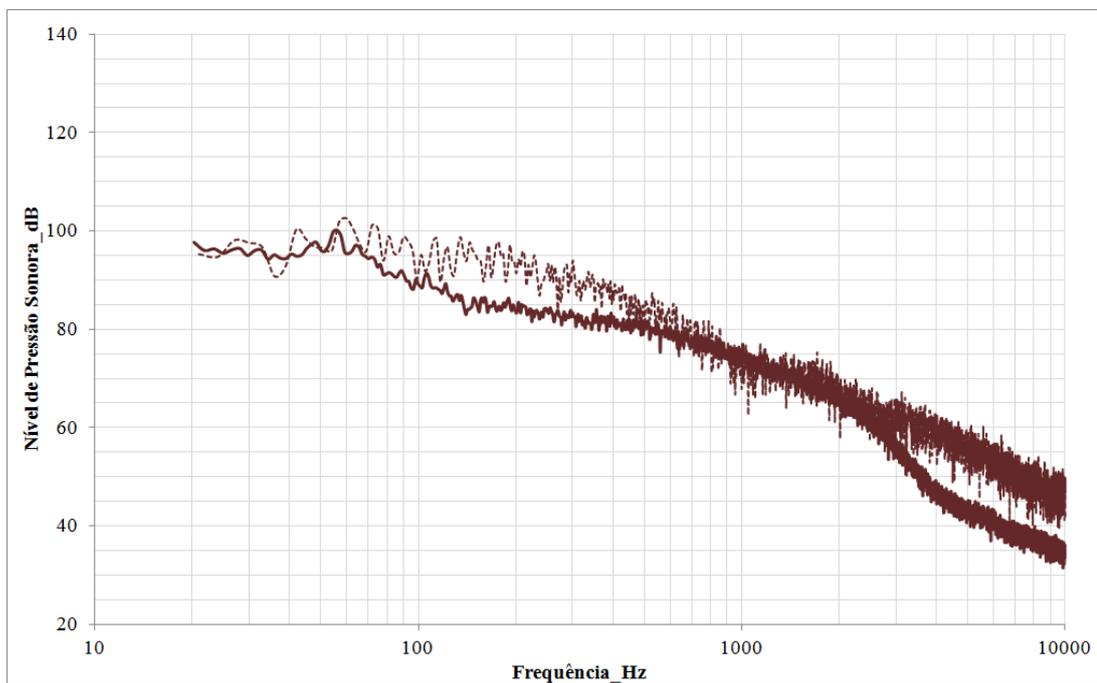


Figura 8.13 – Comparativo de ruído no ponto estagnado - Ponto E01

..... CFD — Experimental

8.3 Simulação Aeroacústica do Fenômeno *Buffeting*

Na segunda etapa de análise da simulação numérica CFD foi tratado a parte o ruído de *buffeting*. Nesta análise foi realizada apenas uma análise transiente. Nenhum modelo de aeroacústica foi utilizado, visto que a fonte de ruído já é bem conhecida, na região da entrada da janela e a resposta acústica interna. Visto que tanto internamente como na região da abertura da janela foi utilizado o mesmo critério de definição da camada limite, obviamente o valor da espessura adimensional da camada limite y^+ , conforme Figura 8.1, são os mesmos constatados na análise estacionária realizada na região do retrovisor e coluna A.

8.3.1 Análise transiente

Seguindo o mesmo critério adotado na etapa de pós-processamento dos sinais de ruído do retrovisor e coluna A, foi realizado nesta simulação um prévio tratamento do sinal temporal registrado pelas sondas internamente. Na Figura 8.14 é demonstrado o sinal temporal da flutuação de pressão registrada durante o tempo físico de simulação (2,5 s). Esta variação de pressão corresponde às oscilações autossustentadas aqui atribuídas ao *buffeting*. Nota-se que este sinal demonstra-se instável no período inicial de simulação até o tempo de 1,4s, o qual deve ser desconsiderado no processamento dos sinais para análise de FFT. A partir deste período, o sinal permanece completamente estável.

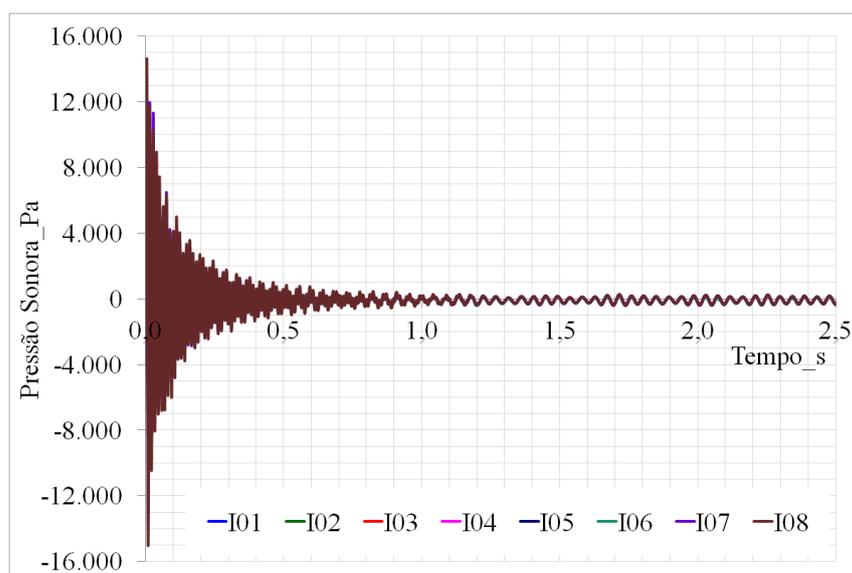


Figura 8.14 – Sinal temporal gravado pelas sondas internas no tempo de simulação

Portanto, foi considerado válido no pós-processamento a faixa de tempo útil filtrada entre 1,5 a 2,5 s do sinal registrado, conforme Figura 8.15, o que permite ainda uma análise mais minuciosa na qual se torna evidente uma discreta modulação do sinal decorrente de um efeito denominado “batimento”. Este comportamento é resultante da ligeira diferença entre a frequência de excitação e a frequência do modo de cavidade, cujo acoplamento é responsável pela geração do buffeting conforme comprovado experimentalmente. A título de validação, encontra-se na Figura 8.16 o sinal temporal registrado nas provas experimentais no mesmo intervalo, no qual observa-se comportamento similar.

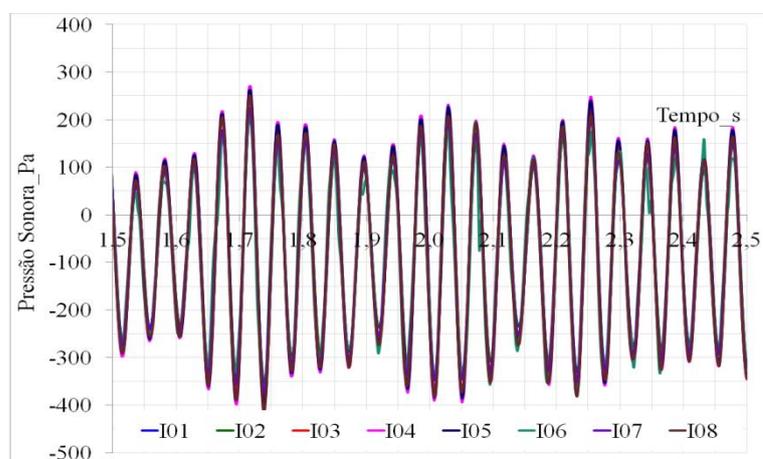


Figura 8.15 – Faixa útil do sinal temporal utilizado no pós-processamento

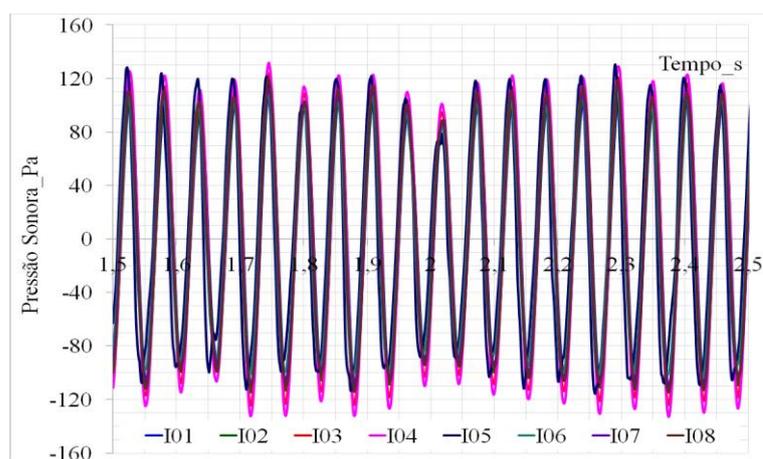


Figura 8.16 – Sinal temporal gravado pelos microfones nas provas experimentais

Análise qualitativa pode ser observada através da imagem da Figura 8.17 a qual ilustra o campo de pressão extraído do plano na seção longitudinal do domínio, seccionado na altura

média da abertura da janela. A imagem revela o comportamento do *buffeting* em termos de resposta acústica resultante no interior do veículo, filtrada na faixa de frequência onde ocorreu o pico máximo de pressão na simulação, entre 20 a 24 Hz. Detalhes da formação de oscilações fluido dinâmicos sobre a abertura da janela e a colisão dos vórtices na coluna C que ocorrem na frequência do primeiro modo da esteira, dando início ao processo de geração do *buffeting*, também podem ser visualizadas nesta imagem. Ondas de pressões são formadas em função desta oscilação, na mesma frequência, que se propagam no campo acústico interno do veículo. A resposta acústica no interior do habitáculo foi bem caracterizada na simulação através das imagens que revelam as oscilações de pressões com níveis elevados, que ocorre com o acoplamento entre a frequência de perturbação do escoamento na entrada da janela com a frequência do primeiro modo de cavidade, dando origem ao fenômeno denominado *buffeting*. Nesta imagem observa-se também a propagação das ondas de pressões no campo externo do veículo. Considera-se tais informações bastante úteis para confirmação e complemento de toda análise realizada na etapa experimental, referente ao processo de geração deste fenômeno.

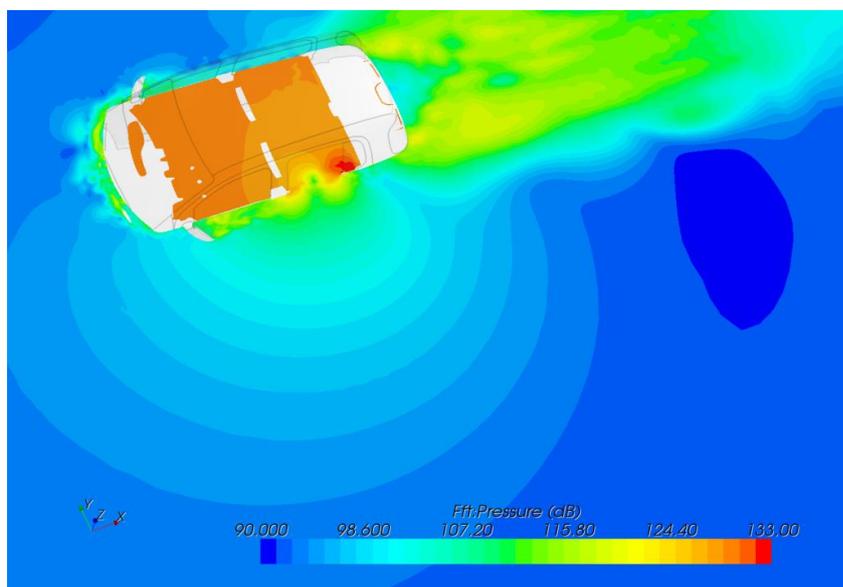


Figura 8.17 – Imagens da formação de oscilações fluido dinâmicos sobre a abertura da janela e a colisão dos vórtices na coluna C

As imagens da Figura 8.18 revelam o desenvolvimento de vorticidade que ocorre na região da abertura da janela, e seu crescimento convectivo gradual, a partir de sua origem na coluna B até atingir a coluna C. Estas imagens foram obtidas em seções transversais ao longo

da abertura da janela em espaçamentos de 0,2 m. O escoamento turbulento, ao se chocar contra a coluna C, gera um aumento de pressão intermitente, na mesma frequência do modo de cavidade que entra em ressonância gerando o *buffeting*. O processo, que se diz se auto-sustentado, se reinicia a cada ciclo completado.

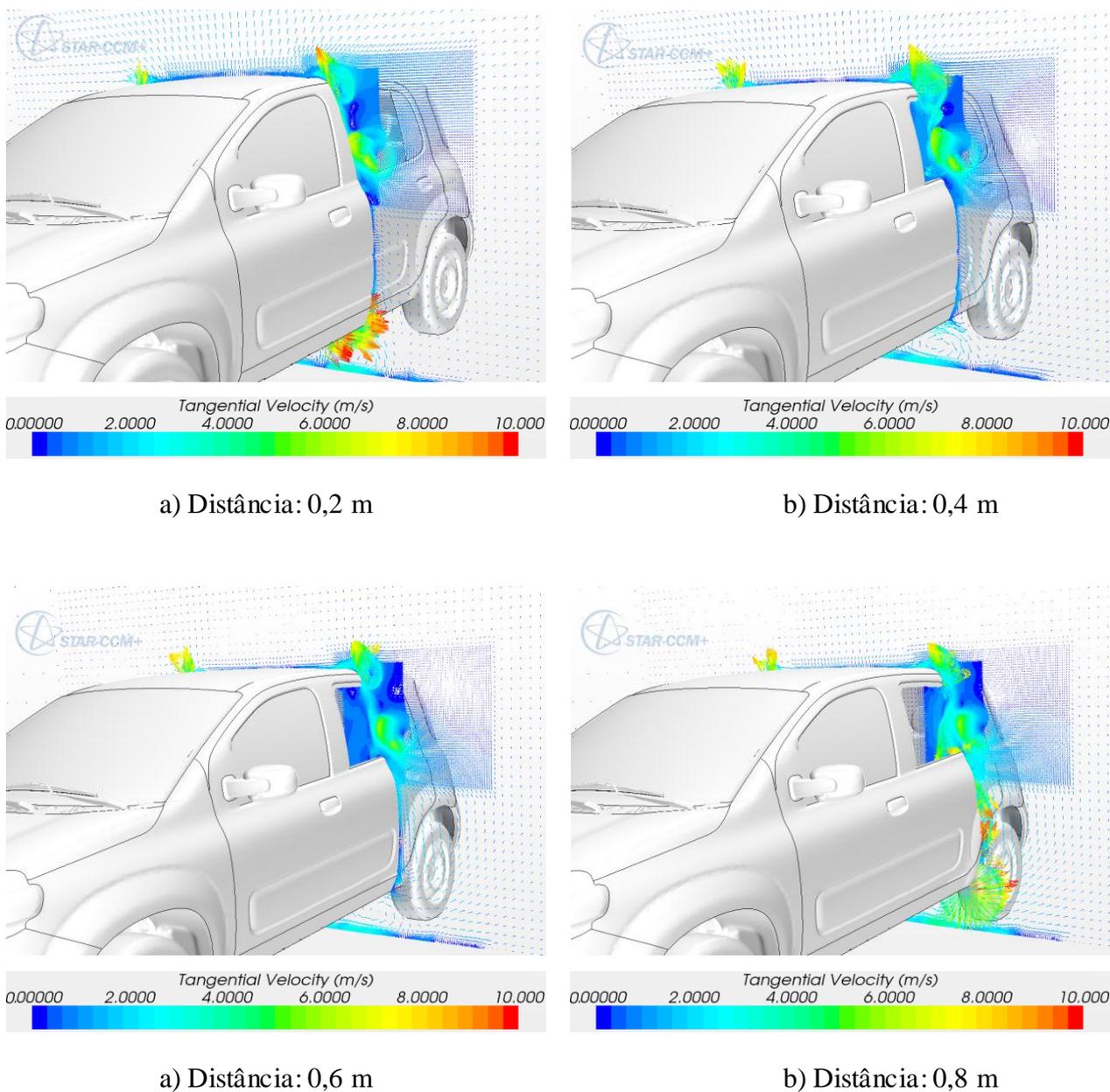


Figura 8.18 – Visualização vetorial de vórtices formados ao longo da janela traseira aberta na distância da coluna B: a) 0,2 m; b) 0,4 m; a) 0,6 m; a) 0,8 m

O desenvolvimento do campo de pressão resultante do *buffeting* no interior do veículo pode ser visualizado da mesma forma, nas imagens da Figura 8.19, por meio de cortes

transversais no domínio ao longo da abertura da janela, estendendo desde a coluna B até a coluna C. Para obtenção das imagens também foram aplicados filtros na frequência de ocorrência do *buffeting* capturado na simulação. A resposta acústica do habitáculo visualizada através destas imagens revelam o aumento de pressão oscilante que ocorre no interior do veículo e a respectiva propagação das ondas de pressão para o campo externo do veículo. Outra característica do *buffeting* observada nestas imagens refere-se ao fato de que o campo de pressão é praticamente o mesmo em todo compartimento interno do veículo. Esta análise qualitativa está coerente com as análises realizadas com base nos resultados dos testes experimentais conforme descrito na seção 6.2 do Capítulo 6.

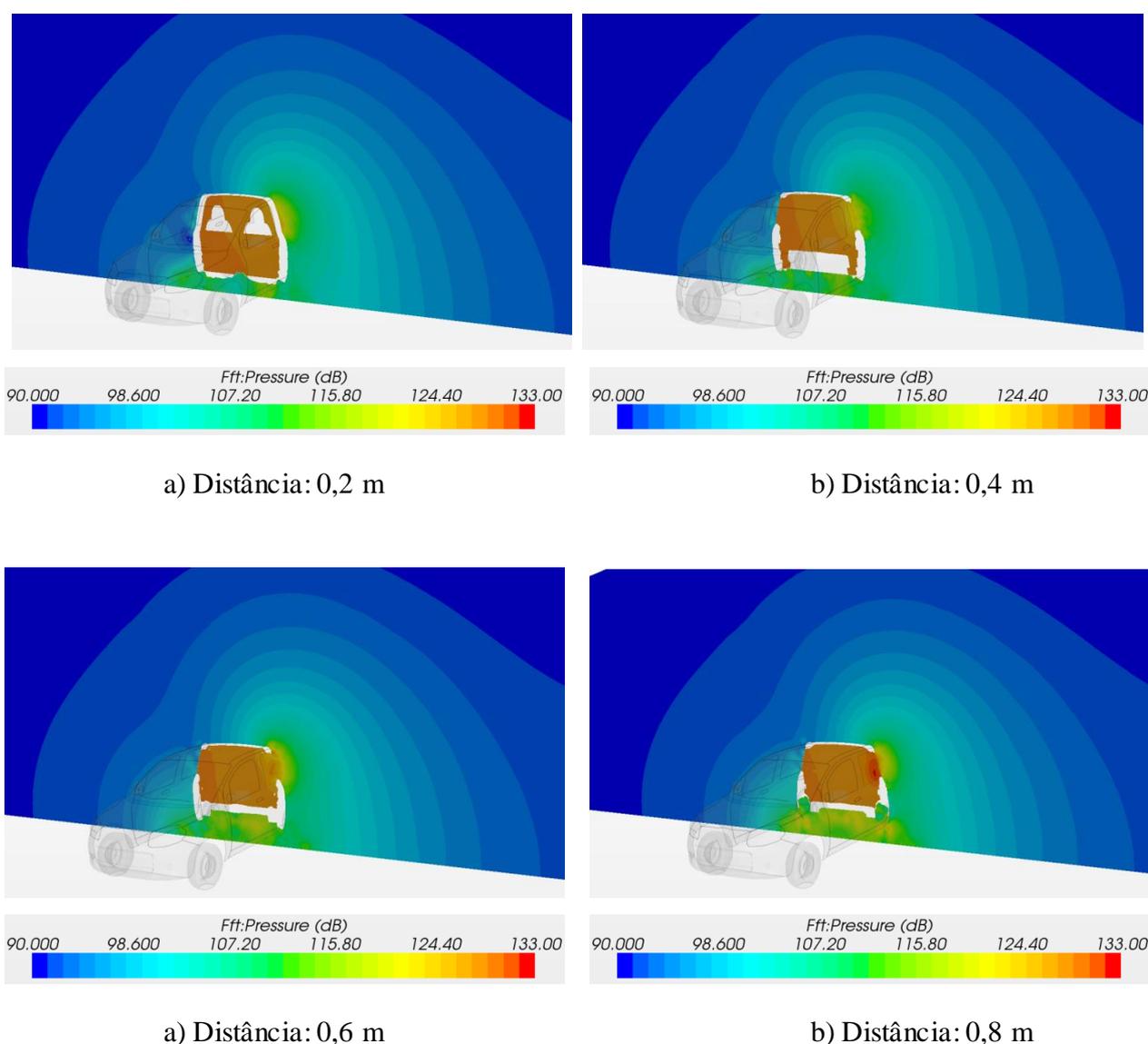


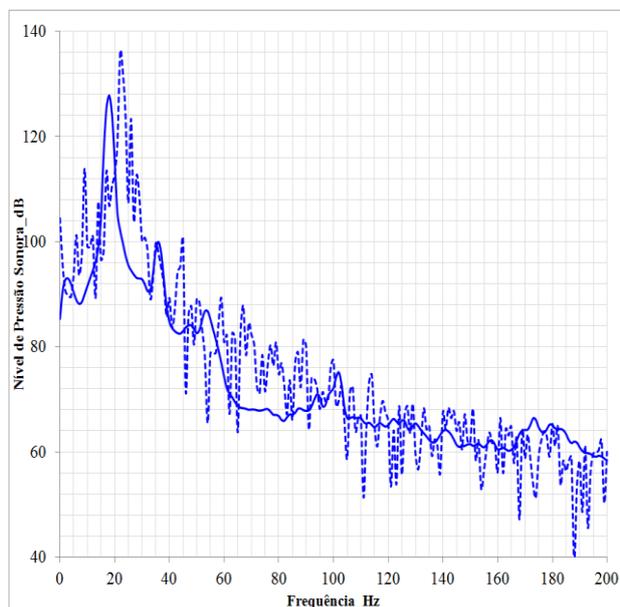
Figura 8.19 – Campo de pressão gerado pelo *buffeting*, na frequência de 22 Hz, na distância da coluna B: a) 0,2 m; b) 0,4 m; a) 0,6 m; a) 0,8 m

Uma segunda análise foi realizada, em termos quantitativos, na qual é demonstrado o espectro do ruído no domínio da frequência de cada sonda registrada internamente. Estes gráficos foram obtidos por meio de Transformada Rápida de Fourier FFT dos sinais de pressão sonora calculado na simulação CFD simulada considerando escoamento na velocidade de 100 km/h. O tempo de amostragem válido foi de 1,0 s, conforme demonstrado no gráfico da Figura 8.15, subdividido em dois blocos de análise com 50% de sobreposição, o que corresponde a uma resolução de cerca de 1 Hz de frequência. Neste cálculo foi utilizado função de janelamento tipo Hanning. Estes parâmetros foram os mesmos utilizados no pós-processamento dos sinais medidos experimentalmente.

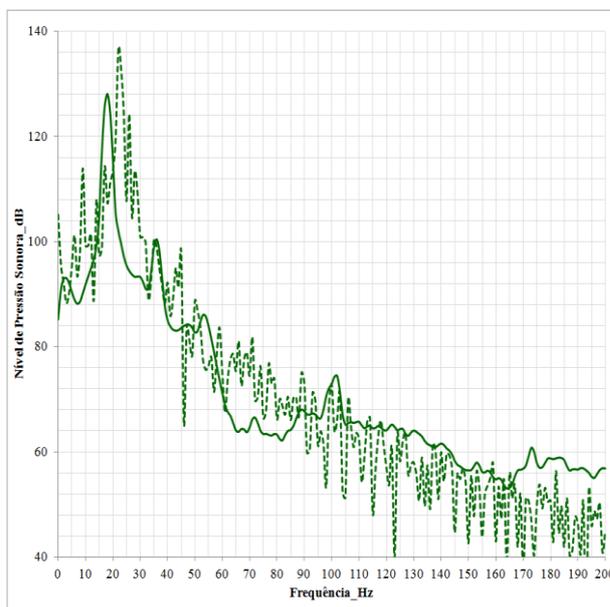
As Figuras 8.20 e 8.21 exibem os espectros de ruído em função da frequência limitada na faixa de frequência entre 0 a 200 Hz por englobar toda faixa de ocorrência do fenômeno, os quais retratam de forma clara o fenômeno do *buffeting*. Estes gráficos foram comparados, para efeito de validação da simulação, com os dados medidos experimentalmente, onde verifica-se uma boa correlação entre o experimental e teórico, de forma que a simulação, também neste caso, foi considerada validada. Verifica-se, por exemplo, no gráfico obtido da sonda na posição I05, a qual situa-se mais próxima da janela. Os níveis de pressão sonora desta sonda, conforme constatado na análise experimental no item 6.2.2 do Capítulo 6, são maiores na faixa de frequência acima 60 Hz em relação às demais sondas, o qual ocorreu devido à ação do vento diretamente no sensor I05 posicionado nas proximidades da janela. Esta característica foi perfeitamente caracterizada na simulação. Nota-se, entretanto, algumas discrepâncias que podem ser justificadas, a exemplo do tópico anterior.

Primeiramente, são válidas aqui todas as considerações feitas na análise de simulação do ruído de retrovisor e colua A, referentes aos erros numéricos e de modelagem. Nota-se neste comparativo uma diferença de 3,5 Hz entre o valor da frequência de ocorrência do *buffeting* obtido na simulação (22 Hz) e o experimental (18,5 Hz). Uma vez que na simulação todo o interior do veículo foi considerado perfeitamente sólido, sem nenhuma absorção, o volume interno foi menor na simulação, resultando como consequência, em maior frequência. Nota-se também uma discrepância em relação ao nível do pico máximo, também na frequência característica do *buffeting*, onde foi encontrado valor maior na simulação, cerca de 8 dB mais alto que o experimental. Também se justifica tal diferença o fato de que não foi considerado na simulação a absorção dos componentes internos do veículo. Esta absorção possui influência no amortecimento das ondas de pressão no campo interno, o que reduziria como consequência o nível de ruído. Mesmo com todas as simplificações, ainda assim

observa-se boa correlação dos espectros de ruído na frequência obtidos por meio de simulação e experimental.



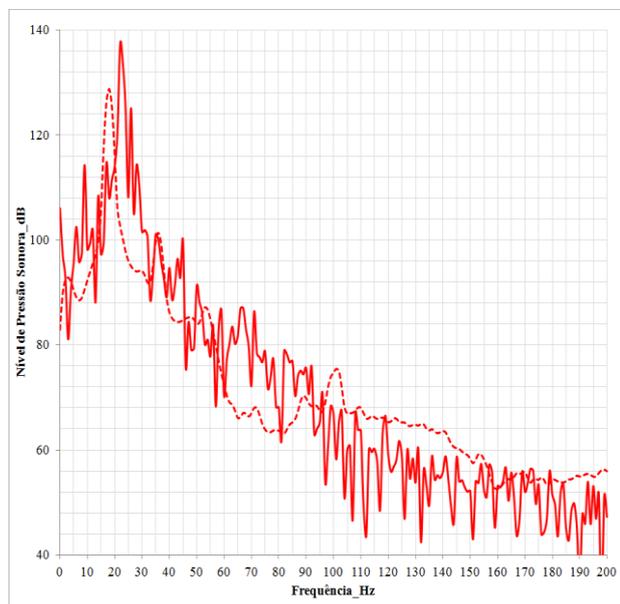
a) Ponto I01



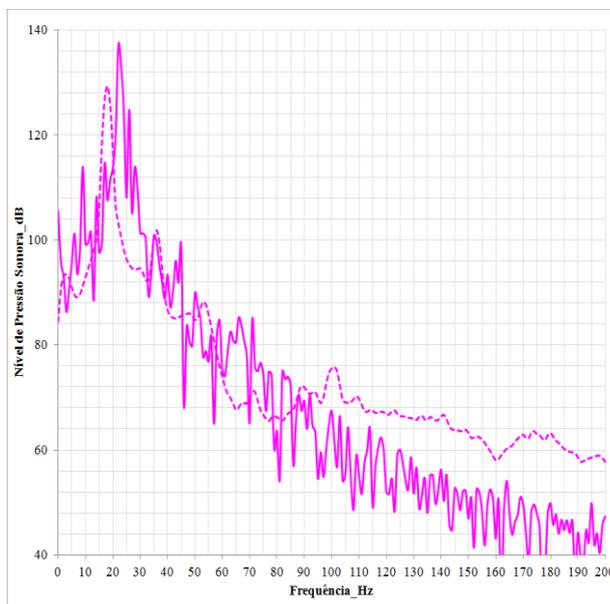
b) Ponto I02

..... CFD — Experimental

..... CFD — Experimental



c) Ponto I03

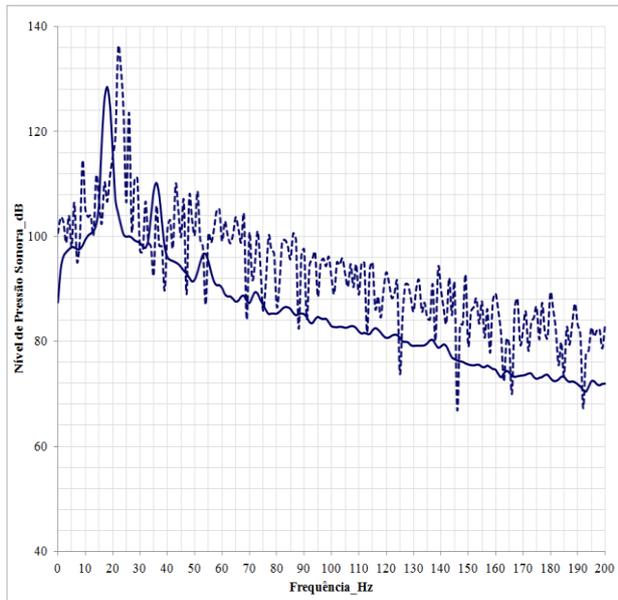


d) Ponto I04

..... CFD — Experimental

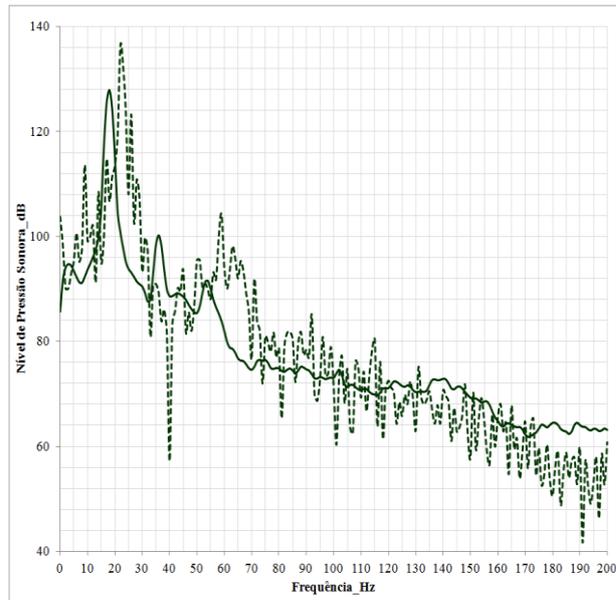
..... CFD — Experimental

Figura 8.20 – Comparativo dos espectros de ruído entre CFD e Experimental medido nos pontos a) I01 ; b) I02; c) I03 e d) I04



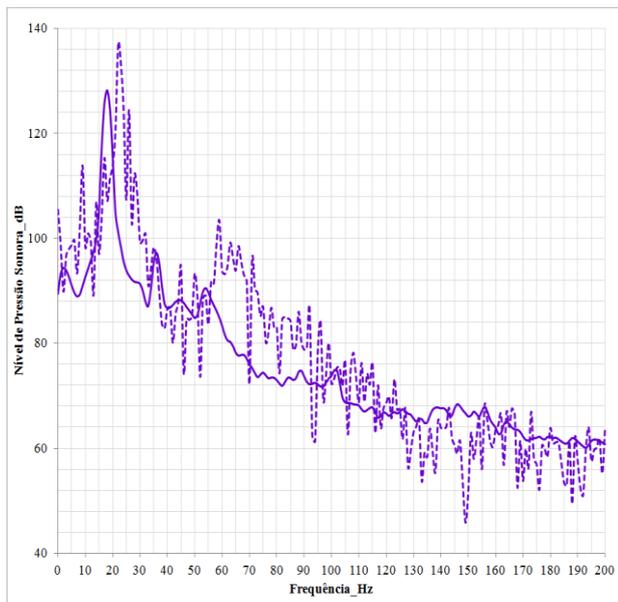
a) Ponto I05

..... CFD — Experimental



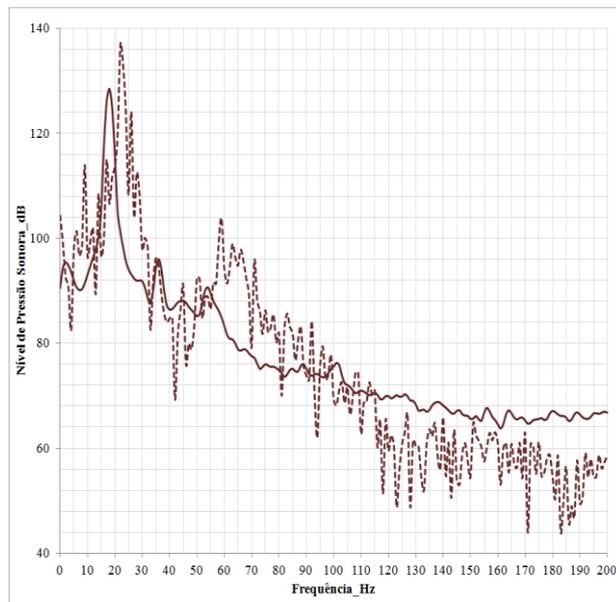
b) Ponto I06

..... CFD — Experimental



c) Ponto I07

..... CFD — Experimental



Ponto I08

..... CFD — Experimental

Figura 8.21 – Comparativo dos espectros de ruído PSD entre CFD e Experimental medido nos pontos a) I05; b) I06; c) I07 e d) I08

Sobretudo, uma vez comprovada a correlação com os dados experimentais, o que se considera de maior importância nestes resultados, tanto da simulação do *buffeting* como do retrovisor e da coluna A, foi em ter alcançado uma solução válida na qual represente uma situação real do comportamento acústico das três fontes investigadas neste trabalho. Além disto, em situações onde se requer vários giros de cálculos para avaliar diferentes configurações ou diferentes tipos de soluções, uma vez obtendo uma primeira aproximação de uma condição considerada base, os resultados servirão de parâmetro de referência para comparativo com os resultados obtidos nas demais configurações. Neste caso, mantêm-se os mesmo parâmetros físicos de simulação definido na condição base, alterando apenas a geometria no modelo nas regiões que se pretende avaliar. A diferença relativa dos níveis de ruído, ou mesmo no comportamento do escoamento, entre a situação base e a situação modificada é que determinará o efeito acústico desta modificação, seja positivo ou negativo. Este propósito foi plenamente atingido nos modelos propostos neste trabalho de pesquisa.

Capítulo 9

Conclusões

9.1 Introdução

Tendo como ponto de partida o cumprimento dos objetivos expostos na seção introdutória deste trabalho de tese, serão feitos nesta seção algumas considerações a respeito dos resultados encontrados em cada etapa desenvolvida. Considera-se como parte destes objetivos, a elaboração de um completo estudo do comportamento aeroacústico de um veículo real, com foco no ruído gerado pela coluna A (coluna dianteira), retrovisor externo e no fenômeno aqui denominado de *buffeting* envolvendo testes experimentais e simulações numéricas. Os principais assuntos abordados neste estudo consistem na determinação de parâmetros responsáveis pela geração de ruído destas fontes, definição de uma metodologia de medições experimentais em túnel de vento e pista, estudo dos fatores que influenciam a geração de ruído destas fontes, avaliação de diferentes formas de redução do ruído aerodinâmico e, finalmente, uma análise de simulação numérica, utilizando o software comercial STAR CCM+. Finalmente, as informações coletadas nos testes experimentais foram também utilizadas para validar as equações analíticas que foram úteis nas definições e comprovações das hipóteses levantadas neste trabalho de tese. Estas equações foram desenvolvidas para cálculo de alguns parâmetros diretos como frequência de excitação da abertura da cavidade e a frequência de resposta acústica no interior da cavidade. Visto que em cada capítulo onde foram tratados cada etapa em particular, consta de uma completa análise dos resultados, esta etapa final será reservada apenas para descrição resumida de todas as informações contidas neste trabalho. O fechamento deste capítulo e, de forma geral de todo trabalho, será feito com algumas sugestões de trabalhos futuros.

9.2 Resultados e Discussões

As conclusões e discussões dos resultados são apresentadas sequencialmente em tópicos de acordo com os objetivos propostos na fase introdutória e subdivisão de cada capítulo. Com todas as informações reunidas, pode-se afirmar que:

1. Considera-se como plenamente atendido o objetivo geral deste trabalho que consiste em investigar os mecanismos de geração de ruído aerodinâmico de um veículo, tendo em vista que os resultados dos testes experimentais e de simulação numérica forneceram base para compreensão do mecanismo de geração do ruído aerodinâmico de um veículo;
2. O trabalho de pesquisa e revisão bibliográfica forneceram uma base sólida para compreensão dos fenômenos responsáveis pela geração de ruído aerodinâmico em um veículo, elaboração das metodologias de testes experimentais para caracterização e simulação numérica das fontes de ruído aerodinâmico veicular, além de fornecimento de base teórica para comprovação da hipótese levantada para entendimento do mecanismo de geração do *buffeting*;
3. A metodologia de testes experimentais desenvolvida para medição de ruído aerodinâmico em túnel de vento e em pista foi capaz de identificar e quantificar o comportamento acústico das fontes tanto externamente, localizado nas proximidades do retrovisor lateral e da coluna A, como internamente, mirado no ruído de *buffeting* causado pela abertura da janela de um veículo;
4. As análises dos resultados experimentais obtidos no estudo do comportamento do *buffeting* de um veículo demonstraram que este ruído ocorre em magnitude elevada, atingindo valores de 30 dB acima dos níveis de ruído aerodinâmico com as janelas fechadas, além de ocorrer em baixas frequências, em torno de 20 Hz. Estas características são os principais fatores pelos quais este tipo de ruído proporciona extremo incômodo aos ocupantes internamente. As análises demonstraram também que os níveis de ruído são praticamente idênticos, na frequência característica do *buffeting*, em todas as posições dos ocupantes internos, indicando que todos ocupantes são

passivos dos mesmos efeitos incômodos do *buffeting*. Finalmente, os resultados demonstraram também que a magnitude do *buffeting* produzido pela abertura da janela traseira é significativamente maior em relação ao produzido pela abertura da janela dianteira. Entende-se que os fatores responsáveis desta disparidade estão relacionados à posição geométrica das duas janelas, influenciados também pelo escoamento do ar nas duas condições e descolamento da camada limite ao atingir a abertura da janela;

5. A metodologia de testes experimentais desenvolvida, em particular para estudo do mecanismo de geração de *buffeting*, que consistiu em variar a abertura da seção da janela lateral traseira tanto vertical como horizontalmente, demonstrou-se plenamente adequada para reproduzir o *buffeting* em variadas faixas de frequências de excitação da entrada da janela, bem como variadas frequências dos modos acústicos do habitáculo de forma individualizada.
6. A matriz elaborada analiticamente, a qual correlaciona as faixas de frequências de excitação do escoamento de ar na janela e as frequências dos modos do habitáculo interno do veículo possibilitou demonstrar o comportamento do *buffeting* de um veículo em condições operacionais. Esta matriz foi elaborada puramente com dados teóricos, com base em equações analíticas desenvolvidas para cálculo de frequência de escoamento na entrada de cavidades abertas, na qual foi utilizado o modelo proposto por Rossiter e do cálculo da frequência do modo acústico do habitáculo por meio de metodologia numérica FEM;
7. A matriz de correlação teórica elaborada para descrever o comportamento do *buffeting* dentro das condições de testes proposta neste trabalho foi validada através de outra matriz de correlação elaborada com dados dos testes experimentais, de forma que foi possível comprovar a hipótese de que o fenômeno é causado pelo acoplamento entre a frequência de excitação do escoamento de ar pela abertura da janela e a frequência do modo de cavidade (habitáculo interno);

8. Dentro deste contexto, a metodologia FEM utilizada para cálculo das frequências dos modos acústicos do veículo com uma das janelas abertas, conforme procedimento descrito no Apêndice B, demonstrou-se plenamente eficaz, visto que os valores de frequências do primeiro modo foram perfeitamente correlacionadas com o experimental. Sendo assim, considera-se que esta metodologia foi importante, não apenas para estudo do mecanismo de geração do *buffeting* realizada neste trabalho, mas também como ferramenta para prever os modos acústicos do habitáculo de um veículo, cujas informações serão importantes no tratamento deste tipo de ruído;
9. A melhor compreensão do mecanismo de geração do *buffeting* forneceu base para elaborar formas de controle do ruído deste fenômeno, tanto em termos de alteração da frequência do primeiro modo de cavidade interna como na frequência de oscilação do escoamento passando pela abertura. Neste contexto foi avaliada a adoção de aleta na entrada do escoamento, conseqüentemente alterando o escoamento laminar desenvolvido. Os resultados foram satisfatórios no controle deste ruído, porém a solução fica restrita para aplicação em teto solares, na aplicação veicular;
10. Estudo do comportamento do ruído de retrovisor demonstrou que o ruído gerado nesta fonte apresenta características de banda larga de frequência, englobando faixa entre 20 a 4000 Hz. O ruído encontrado nas frequências acima desta faixa foi atribuído ao escoamento do ar pelas pequenas arestas e junções do acoplamento do retrovisor junto à carroceria. Este tipo de ruído, em particular, pode prontamente ser identificado pelo método de eliminação de fontes, através de vedação de todas as pequenas junções no acoplamento do retrovisor junto a carroceria, aplicada com êxito neste trabalho. A diferença entre as duas condições, antes e após a vedação dos contornos e arestas, denominado aqui como condição de resíduo, fornece indicativo do ruído gerado nesta fonte;

11. Estudos do comportamento do ruído gerado na coluna A demonstraram que a magnitude do ruído emitido nesta fonte é maior na base da coluna, diminuindo com o aumento da altura da coluna. Da mesma forma, os estudos mirados no comportamento do ruído gerado pelo retrovisor demonstraram redução da magnitude do ruído com o aumento da distância da base do retrovisor;

12. Através da ferramenta computacional para simulação aeroacústica baseado na metodologia CFD foi desenvolvido um modelo capaz de prever fontes de ruído aerodinâmico de um veículo real em condições operacionais, ainda em fase anterior a concepção física do projeto. Os resultados obtidos na simulação contribuíram para entendimento do mecanismo de geração das fontes de ruído, em particular ao *buffeting*, proporcionada por meio de análise numérica qualitativa e quantitativa, tanto em termos de frequência como em magnitude da pressão sonora. Os resultados numéricos foram satisfatoriamente validados com resultados experimentais, uma vez definida uma metodologia de cálculo onde parâmetros numéricos foram inseridos tendo como base os dados obtidos em uma extensa pesquisa de trabalhos realizados nesta mesma linha de pesquisa. Sendo assim, uma vez comprovada e validada a correlação com os dados experimentais, o que se considera de maior importância nestes resultados, foi alcançado uma solução válida na qual represente uma situação real do comportamento acústico das três fontes investigadas neste trabalho;

13. Através do estudo de correlação entre testes experimentais de ruído aerodinâmico sobre um veículo realizados em pista e em túnel de vento foi constatado boa correlação nas faixas de velocidades acima de 70 km/h, visto que, na faixa abaixo desta velocidade nos testes em pista predominam outras fontes, sendo a principal delas o ruído de rolagem dos pneus. Portanto, considera-se que os resultados dos testes em pista para medição de ruído aerodinâmico veicular são confiáveis acima da velocidade de 70 km/h.

14. Finalmente, as equações desenvolvidas para cálculo direto da frequência de excitação na abertura da janela e frequência de resposta acústica no interior da cavidade, recorridas para estudo das características e mecanismo de geração do ruído de *buffeting*, foram validadas para aplicação veicular com base nos resultados dos testes experimentais, desde que considerados os fatores referentes à relação adimensional entre largura da abertura e profundidade da cavidade do habitáculo (L/D) implícitos nas equações, bem como na utilização do valor do parâmetro $k = 0,37$. Para o estudo proposto neste trabalho, foi utilizado a equação de Rossiter, conforme abaixo:

$$f_n = \frac{U_\infty (n - \alpha)}{L \left(\frac{1}{k} + M \right)}$$

15. Em adição, para cálculo da frequência do modo acústico do habitáculo interno, foi também validado o uso da equação desenvolvida para cálculo da frequência de ressonador, cuja configuração geométrica apresenta similaridades com o veículo na condição com uma das janelas abertas. Esta equação, conforme exposta abaixo, também pode ser utilizada dentro deste propósito, desde que disponíveis os dados dimensionais para serem introduzidos na equação;

$$f_0 = 52,4 \left(\frac{m}{s} \right) \frac{\sqrt[4]{S}}{\sqrt{V}}$$

9.3 Sugestões para Trabalhos Futuros

Não obstante ao grande volume de informações envolvidos no estudo de ruído aerodinâmico apresentado neste trabalho, representa ainda uma pequena parcela do mundo que envolve esta ciência, entretanto, embora considera-se que os objetivos propostos neste trabalho tenham sido plenamente alcançados, muitos outros campos de pesquisa podem ser ainda explorados dentro de um contexto que envolve aeroacústica veicular. A experiência adquirida na definição e execução de metodologias tanto nos testes experimentais como nas simulações realizadas durante o desenvolvimento deste trabalho permite formular algumas sugestões para trabalhos futuro, que poderão contribuir para aperfeiçoar ainda mais o estudo da aeroacústica veicular. Dentre elas, destacam-se:

1. Extrapolar, por meio de simulação computacional, o ruído das fontes externas do retrovisor e coluna A para interno do veículo, nas posições dos ouvidos dos passageiros internos e motorista. O processo pode ser realizado através de uma abordagem híbrida utilizando dois sistemas CAE, sendo as fontes de ruído aerodinâmicas resolvidas via CFD, conforme abordado neste trabalho, que seriam utilizadas como dado de entrada para cálculo de propagação das ondas sonoras para o interior do veículo. Efeitos de perda de transmissão dos vidros e isolamentos do veículo terão que ser considerados, também facilmente resolvidos por um código computacional apropriado, como por exemplo o método SEA.
2. Para efeito de simplificação, alguns fatores foram suprimidos da simulação realizada neste trabalho, como o efeito causado pelo campo absorvivo interno, impedância das paredes e pequenas passagens para o exterior do veículo. Estes fatores, conforme justificativas apresentadas no decorrer deste trabalho, foram consideradas pouco relevantes devido às características do *buffeting*, entretanto, podem apresentar maior interesse em outras situações de simulações envolvendo ruído internamente. Neste propósito, propõe-se uma metodologia experimental que possa quantificar o efeito destas características no campo acústico interno do veículo, tendo como premissa o levantamento do fator de amortecimento acústico no interior da cavidade. Esta informação pode ser prontamente obtida, tomando com base o trabalho desenvolvido

por Mendonça (2013), que consiste em perturbar o ambiente interno por meio de uma fonte de ruído e medir simultaneamente a resposta temporal do ruído, usando as mesmas premissas utilizadas na metodologia aplicada neste trabalho de tese para modo de cavidade (item 4.10 do Capítulo 04). Para determinação do fator de amortecimento do campo sonoro no interior do veículo, o sinal é registrado desligando a fonte após determinado tempo de perturbação, de forma que a magnitude da onda decai com o tempo, em função das propriedades de amortecimento do campo sonora. A pressão sonora decaindo no tempo pode ser sumarizada por:

$$p_{exp}(t) = A_{exp} e^{-\alpha t} \cos(\omega_n t) \quad (9.1)$$

onde, A_{exp} representa a magnitude da amplitude da onda perturbada, o expoente α denota o fator de coeficiente de amortecimento do campo acústico interno e ω_n a frequência natural referente aos modos acústicos. Os parâmetros obtidos nesta metodologia servirão de dados de entrada na simulação para compensação dos efeitos citados acima.

3. Visto que todo procedimento desta metodologia foi desenvolvida na simulação considerando condição de velocidade constante a 100 km/h, propõe-se um procedimento de simulação na condição dinâmica estendendo a faixa de velocidades variando entre 70 a 130 km/h, em intervalos de 10 km/h ($M=0,04$ a $M=0,10$). O intuito é de simular o comportamento do ruído aerodinâmico com a variação da velocidade a fim de determinar faixas de velocidades críticas. Esta condição pode ser prontamente alcançada introduzindo no processo uma rampa descendente de velocidade do veículo, na qual pode ser variada em passos de 10 km/h.
4. Utilizar a mesma base de modelagem numérica e formulações, propostas neste trabalho na simulação do *buffeting*, ruído de retrovisor e coluna A, aplicada a outras fontes de ruído do veículo, como por exemplo, bagageiro, calha de vidro, antena, grade frontal, teto solar aberto (neste caso específico para simulação de *buffeting*) entre outros componentes que se considera como importantes fontes de geração de ruído aerodinâmico em um veículo.

5. Medir a intensidade de turbulência em campo aberto e provocá-la no túnel de vento através de um difusor para avaliar a influência deste parâmetro no ruído aerodinâmico de um veículo.

Apêndice A

Análise de Erros e Incertezas

A.1 Introdução

Este apêndice descreve o procedimento de cálculo utilizado na análise de incertezas dos resultados de medições experimentais, neste caso de natureza direta, que foram realizados no estudo das fontes de ruído aerodinâmico sobre veículo, baseado no estudo de Albertazzi et al., 2008. Os cálculos são baseados em técnicas estatísticas padrões, assumindo distribuição gaussiana dos dados e nível de 95% de confiança. Na análise do processo de medição serão considerados todos os fatores envolvidos, seja de baixa relevância ou alta. Dentre estes fatores, abrange a definição do mensurando, onde serão explanadas as características do componente e condições de provas, metodologia de provas, fontes de incertezas, sistema de medição, entre outros fatores conforme diagrama na Figura A.1.



Figura A.1 – Diagrama do processo de medição

A.2 Mensurando

Nesta fase experimental foram considerados basicamente quatro mensurandos:

- Medição de *buffeting*;
- Medição de ruído de retrovisor e ruído da coluna A;
- Ruído aerodinâmico medido internamente ao veículo;
- Levantamento dos modos acústicos do habitáculo interno do veículo;

A.3 Sistema de Medição

A descrição das características e funções dos instrumentos que compõem o aparato experimental utilizadas nas medições encontra-se detalhada no Capítulo 4 item 4.6. O sistema de medição utilizado é composto pelos seguintes instrumentos:

- Microfone capacitivo ½”;
- Microfone de superfície ½”;
- Sistema GPS para medição de velocidade;
- Analisador de dados digital;

A.4 Procedimento de Medição

O procedimento de medição adotado na fase experimental foi realizado conforme metodologia descrita no Capítulo 4. Foram considerados nesta análise de incerteza os seguintes procedimentos:

- Medição de ruído a velocidade constante e a velocidade variada em pista;
- Medição de ruído a velocidade constante em túnel de vento;
- Medição das frequências dos modos de cavidade em câmara acústica;

A.5 Fontes de Incerteza

Considera-se de maior relevância nos cálculos de incerteza, dentro do processo medição experimental utilizado neste estudo, as seguintes fontes de erros:

- As correções levantadas na calibração do sistema de medição contribuem com uma parcela sistemática, que foi corrigida no processo de calibração, e outra parcela aleatória, devida a incerteza do próprio dispositivo de calibração;
- O ruído de fundo no ambiente de medição, também possui efeito sistemático;
- A repetitividade das medições em termos de nível de pressão sonora, ou seja, o fato das indicações das medições não apresentarem sempre os mesmos valores. Esta fonte de incerteza possui, essencialmente, uma contribuição aleatória;
- Variação do nível de pressão sonora no tempo em medições realizadas a velocidade constante, ou seja, o fato do valor instantâneo das medições variar no tempo, o qual possui também contribuição aleatória. Neste caso a incerteza foi estimada em função do tempo de medição e número de médias das medições;
- Estimativa de uma incerteza média que represente a variabilidade do nível de pressão sonora em toda faixa de velocidade, nos testes realizados na condição de velocidade variada;

- Variação do sinal em termos de frequência, ou seja, nas situações onde o principal parâmetro de análise é a frequência de um pico de ruído, cujo valor pode variar entre medições repetidas. Esta fonte de incerteza possui também contribuição aleatória.

Demais fontes, como operador, temperatura ambiente, instrumento de medição de velocidade GPS, não foram consideradas como fontes que poderiam causar alguma influência nos resultados.

De forma geral, o cálculo das incertezas u_{Rep} de ordem aleatória foi realizado pela seguinte equação:

$$u_{Rep} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (I_i - \bar{I})^2}{n - 1}}$$

(A.1)

Onde \bar{I} refere-se à média das indicações. Considerando as fontes de incerteza acima, o cálculo da incerteza combinada u_C foi realizado da seguinte forma:

$$u_C = \sqrt{\sum_{i=1}^n u_{Rep}^2}$$

(A.2)

O Cálculo do número de graus de liberdade efetivos ν_{ef} pode ser obtido pela seguinte equação:

$$\frac{u_C^4}{\nu_{ef}} = \sum_{i=1}^n \frac{u_{Rep}^4}{\nu_{Rep}}$$

(A.3)

onde $\nu = n-1$, refere-se ao número de graus de liberdade de cada fonte de incerteza considerada no cálculo.

Portanto, o cálculo da incerteza expandida U foi determinado pela expressão:

$$U = t \cdot u_c \quad (\text{A.4})$$

onde t refere-se ao Coeficiente *Student* extraído da tabela A.21, para um nível de probabilidade de 95%.

Finalmente, o resultado de medição RM poderá ser obtido, com as devidas correções de erros sistemáticos C_c da indicação I dentro de uma faixa de incerteza aleatória U pela expressão:

$$RM = I + C_c \pm U \quad (\text{A.5})$$

Erro de calibração do Sistema de Medição (C_{cal}): Efeitos sistemáticos do sistema de medição foram corrigidos pelo processo de calibração em etapa anterior às medições. Tal procedimento consiste em ajustar no analisador o valor da sensibilidade do microfone, através de um sinal de ruído com nível controlado emitido pelo calibrador. Neste processo foi utilizado um calibrador eletroacústico, conforme figura A.2, o qual produz um nível de pressão sonora de 94 dB(A) na frequência de 1 kHz.



Figura A.2 – Calibrador de microfone

A verificação foi feita inicialmente, para quantificação deste efeito sistemático, medindo o sinal de pressão sonora com o valor de sensibilidade informado pela carta de calibração de cada microfone. O valor foi posteriormente ajustado após a calibração, com os

devidos valores emitidos com nível de 94 dB(A) emitido pelo calibrador. A título de exemplificação, encontra-se na Figura A.3 curva de calibração obtida em um dos microfones. Os valores de cada correção não foram inseridos nas planilhas do balanço de incertezas da medição uma vez que a correção foi feita pelo próprio sistema de medição.

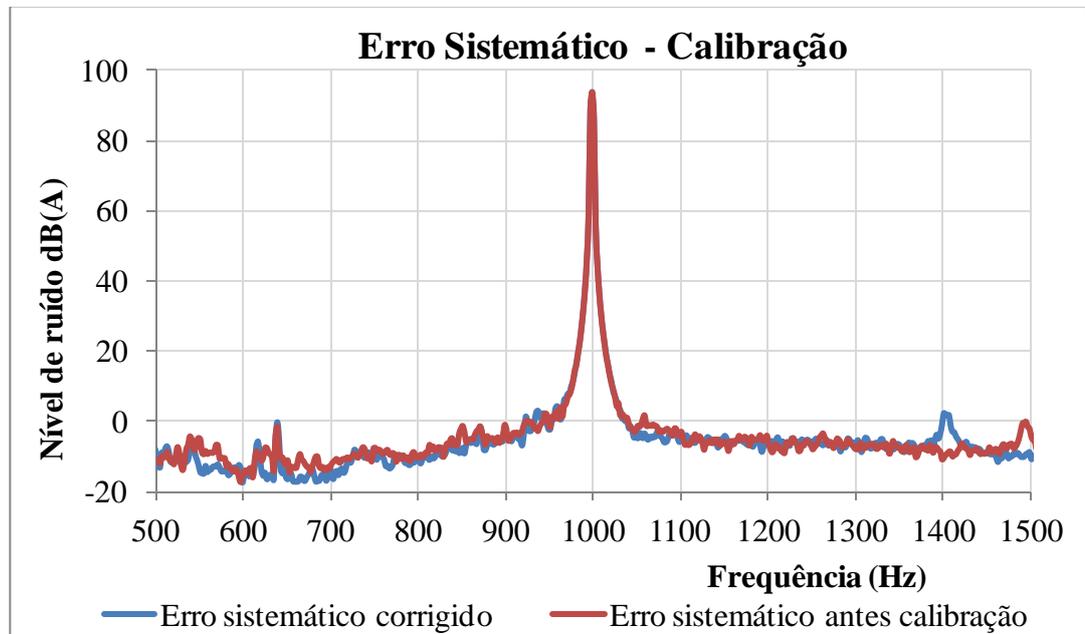


Figura A.3 – Curva de calibração do microfone

Outro fator a ser considerado é que o próprio dispositivo de calibração possui parcela de erro aleatório (u_{cal}). A correção determinada na calibração possui incerteza expandida de $U = 0,2$ dB. Para efeito de cálculo da incerteza padrão, assume-se o número de graus de liberdade infinito, o que resulta no menor valor do Coeficiente *Student* $t = 2,0$, logo:

$$u_{cal} = \frac{U}{t} \tag{A.6}$$

$$u_{cal} = \frac{0,2}{2} = 0,1 \text{ dB}$$

Ruído de fundo: Entende-se como ruído de fundo o ruído emitido por outras fontes, presentes no ambiente de medição, que não fazem parte do mensurando. Considera-se que o

ruído de fundo possa causar alguma influência na medição quando a diferença entre o ruído do mensurando e o ruído de fundo alcança valores abaixo de 10 dB. O erro proveniente do ruído de fundo pode alcançar valor de + 3,0 dB quando esta diferença for zero, ou seja, o ruído de fundo igual ao ruído do mensurando. Níveis de ruído de fundo acima do mensurando passam a prevalecer nas medições. Nas medições realizadas neste experimento, o nível de ruído de fundo não ultrapassou a 10 dB dos valores dos mensurando, portanto, não apresentaram influência na medição.

Serão abordados nos tópicos seguintes o procedimento de cálculo do resultado de medição RM de cada condição de prova realizada na etapa experimental, com base no procedimento descrito acima.

A.5.1 Repetitividade de medição de ruído

Tendo em vista que as medições de ruído tanto internamente do veículo, para caracterização do ruído de buffeting e do ruído aerodinâmico do ponto de vista interno, neste caso para correlação com os testes em túnel de vento, como externamente do veículo, para caracterização do ruído de retrovisor e coluna A, foram realizadas na velocidade constante e na velocidade variada, estas duas condições foram tratadas separadamente.

Quanto às medições a velocidade constante, dois fatores que possuem efeitos predominantemente aleatórios foram considerados no cálculo da incerteza devido à variabilidade do nível de pressão sonora: a primeira, em termos de repetitividade das indicações das medições (u_{RepMed}), e a segunda em termos de repetitividade da variação das indicações no tempo ($u_{RepTemp}$). A velocidade definida nesta análise foi a 100 km/h, a qual representará as demais velocidades avaliadas nesta condição. A incerteza padrão da repetitividade foi estimada a partir das indicações obtidas em $n = 3$ medições repetidas. A incerteza devido à variação do ruído no tempo foi estimada com base na média dos valores instantâneos registrados durante o intervalo de tempo de cada medição. Uma vez que os testes na condição a velocidade constante foi realizada tanto em pista como em túnel de vento, estas duas análises serão também tratadas individualmente.

Quanto às medições a velocidade variada, da mesma forma, dois fatores que possuem efeitos predominantemente aleatórios foram considerados no cálculo da incerteza devido à variabilidade do nível de pressão sonora: a primeira, em termos de repetitividade das

indicações das medições (u_{RepMed}). A segunda, em termos de incerteza média que represente a variabilidade do nível de pressão sonora em toda faixa de velocidade ($u_{RepVeloc}$). A incerteza padrão da repetitividade também foi estimada a partir das indicações obtidas em $n = 3$ medições repetidas. A estimativa foi baseada na média das incertezas em toda faixa de velocidades devido a repetitividade das indicações para cada velocidade compreendendo uma faixa entre 60 a 120 km/h em intervalos de 1 km/h.

Todas as informações levantadas nestes cálculos, bem como as demais fontes de incertezas descritas nos tópicos anteriores, constam nas tabelas de incertezas de medições e posteriormente transcritas para a respectiva tabela de balanço de incertezas, para cada condição de prova avaliada e em cada fonte, conforme relacionado abaixo:

- Repetitividade de medições de ruído interno;

- Repetitividade de ruído de *buffeting*

- Repetitividade de ruído externo (retrovisor e coluna A)

Tabela A.1 – Incerteza de medições de ruído interno a velocidade constante em pista

Parâmetros de análise de incerteza	Levantamento de incertezas de medições (dBA)							
	I01	I02	I03	I04	I05	I06	I07	I08
Média das medições repetidas \bar{I}_{Rep}	69,5	67,5	67,5	69,5	68,4	67,4	67,8	69,7
Incerteza das medições repetidas u_{Rep}	0,7	0,8	0,6	0,8	0,8	0,8	0,9	1,0
Incerteza da média temporal medições u_{Temp}	0,7	0,6	0,6	0,7	0,6	0,6	0,6	0,6
Incerteza combinada u_c	1,0	1,0	0,9	1,1	1,0	1,0	1,1	1,2
Incerteza global U	± 2,2	± 2,1	± 1,8	± 2,2	± 2,1	± 2,1	± 2,3	± 2,4

Tabela A.2 – Balanço de incerteza de medições de ruído interno a velocidade constante em pista

BALANÇO DE INCERTEZAS						
Processo de Medição:		Ruído interno a velocidade constante (100 km/h) em pista			Unid.:	Pa
					Escala	dBA
Fontes de Incerteza		Efeitos Sistemáticos	Efeitos Aleatórios			
Símbolo	Descrição	Correção	a	Distribuição	v	u
c_{Cal}	Correção calibração	0,3	0,2	Normal	∞	0,1
\bar{Re}_{Med}	Repetitividade medição média			Normal	2	0,8
\bar{Re}_{Temp}	Repetitividade temporal média			Normal	60	0,6
c_c	Correção combinada	- 0,1				
\bar{u}_c	Incerteza combinada média			Normal	10	1,0
U	Incerteza expandida média			Normal		2,2

Tabela A.3 – Incerteza de medições de ruído interno a velocidade constante em túnel de vento

Parâmetros de análise de incerteza	Levantamento de incertezas de medições (dBA)			
	I01	I02	I03	I04
Média das medições repetidas I_{Rep}	69,0	68,0	67,7	67,8
Incerteza das medições repetidas u_{Rep}	0,1	0,1	0,1	0,1
Incerteza da média temporal medições u_{Temp}	0,3	0,3	0,3	0,3
Incerteza combinada u_c	0,3	0,3	0,4	0,3
Incerteza global U	± 0,6	± 0,6	± 0,7	± 0,6

Tabela A.4 – Balanço de incerteza de medições de ruído interno a velocidade constante em túnel de vento

BALANÇO DE INCERTEZAS						
Processo de Medição:		Ruído interno a velocidade constante (100 km/h) em túnel de vento			Unid.:	Pa
					Escala	dBA
Fontes de Incerteza		Efeitos Sistemáticos	Efeitos Aleatórios			
Símbolo	Descrição	Correção	a	Distribuição	v	u
c_{Cal}	Correção calibração	0,3	0,2	Normal	∞	0,1
\overline{Re}_{Med}	Repetitividade medição média			Normal	2	0,1
\overline{Re}_{Temp}	Repetitividade temporal média			Normal	90	0,3
c_c	Correção combinada	- 0,1				
\overline{u}_c	Incerteza combinada média			Normal	63	0,3
U	Incerteza expandida média			Normal		0,6

Tabela A.5 – Incerteza de medições de ruído interno a velocidade variada em pista

Parâmetros de análise de incerteza	Levantamento de incertezas de medições (dBA)							
	I01	I02	I03	I04	I05	I06	I07	I08
Incertezas de medições repetidas u_{Rep}	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
Incertezas de variabilidade na velocidade $u_{RepVeloc}$	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
Incertezas combinadas u_c	0,5	0,5	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Incerteza global U	± 1,1	± 1,1	± 1,0	± 1,0	± 1,1	± 1,0	± 1,1	± 1,2

Tabela A.6 – Balanço de incerteza de medições de ruído interno na velocidade variada em pista

BALANÇO DE INCERTEZAS						
Processo de Medição:		Ruído interno a velocidade variada (120 a 60 km/h) em pista			Unid.:	Pa
					Escala	dBA
Fontes de Incerteza		Efeitos Sistemáticos	Efeitos Aleatórios			
Símbolo	Descrição	Correção	a	Distribuição	v	u
c_{Cal}	Correção calibração	0,3	0,2	Normal	∞	0,1
\overline{Re}_{Med}	Repetitividade medição média			Normal	2	0,3
\overline{Re}_{Veloc}	Repetitividade velocidade média			Normal	60	0,3
c_c	Correção combinada	- 0,1				
\overline{u}_c	Incerteza combinada média			Normal	10	0,5
U	Incerteza expandida média			Normal		1,1

Tabela A.7 – Incerteza de medições de *buffeting* a velocidade constante em pista

Parâmetros de análise de incerteza	Levantamento de incertezas de medições (dB)							
	I01	I02	I03	I04	I05	I06	I07	I08
Média das medições repetidas \bar{I}_{Rep}	130,4	130,7	131,4	132,0	131,1	130,5	130,8	131,0
Incerteza das medições repetidas u_{Rep}	0,1	0,1	0,1	0,0	0,0	0,1	0,1	0,1
Incerteza da média temporal medições u_{Temp}	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
Incerteza combinada u_c	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,5	0,4	0,4
Incerteza global U	± 0,8	± 0,9	± 0,8	± 0,8	± 0,8	± 0,9	± 0,9	± 0,9

Tabela A.8 – Balanço de incerteza de medições de *buffeting* a velocidade constante em pista

BALANÇO DE INCERTEZAS						
Processo de Medição:		Ruído <i>buffeting</i> a velocidade constante (100 km/h) em pista			Unid.:	Pa
					Escala	dB
Fontes de Incerteza		Efeitos Sistemáticos	Efeitos Aleatórios			
Símbolo	Descrição	Correção	a	Distribuição	v	u
c_{Cal}	Correção calibração	0,3	0,2	Normal	∞	0,1
\bar{Re}_{Med}	Repetitividade medição média			Normal	2	0,1
\bar{Re}_{Temp}	Repetitividade temporal média			Normal	90	0,4
c_c	Correção combinada	- 0,1				
\bar{u}_c	Incerteza combinada média			Normal	103	0,4
U	Incerteza expandida média			Normal		0,9

Tabela A.9 – Incerteza de medições de *buffeting* a velocidade constante em túnel de vento

Parâmetros de análise de incerteza	Levantamento de incertezas de medições (dB)			
	I01	I02	I03	I04
Média das medições repetidas \bar{I}_{Rep}	124,4	125,4	125,2	125,6
Incerteza das medições repetidas u_{Rep}	0,1	0,1	0,1	0,3
Incerteza da média temporal medições u_{Temp}	0,1	0,1	0,1	0,1
Incerteza combinada u_c	0,2	0,2	0,2	0,3
Incerteza global U	± 0,3	± 0,3	± 0,3	± 1,0

Tabela A.10 – Balanço de incerteza de medições de *buffeting* a velocidade constante em túnel de vento

BALANÇO DE INCERTEZAS						
Processo de Medição:		Ruído <i>buffeting</i> a velocidade constante (100 km/h) em túnel vento			Unid.:	Pa
					Escala	dB
Fontes de Incerteza		Efeitos Sistemáticos	Efeitos Aleatórios			
Símbolo	Descrição	Correção	a	Distribuição	v	u
c_{Cal}	Correção calibração	0,3	0,2	Normal	∞	0,1
\bar{Re}_{Med}	Repetitividade medição média			Normal	2	0,1
\bar{Re}_{Temp}	Repetitividade temporal média			Normal	90	0,1
c_c	Correção combinada	- 0,1				
\bar{u}_c	Incerteza combinada média			Normal	25	0,2
U	Incerteza expandida média			Normal		0,5

Tabela A.11 – Incerteza de medições de *buffeting* na velocidade variada em pista

Parâmetros de análise de incerteza	Levantamento de incertezas de medições (dB)							
	I01	I02	I03	I04	I05	I06	I07	I08
Média das Incertezas repetidas \bar{u}_{Rep}	1,3	1,3	1,3	1,3	1,2	1,2	1,2	1,2
Incertezas de variabilidade na velocidade $u_{RepVeloc}$	1,3	1,3	1,3	1,3	1,2	1,2	1,2	1,2
Média das incertezas combinadas \bar{u}_c	1,9	1,9	1,9	1,8	1,8	1,9	1,9	1,9
Incerteza global U	± 4,2	± 4,2	± 4,2	± 4,2	± 4,1	± 4,2	± 4,2	± 4,2

Tabela A.12 – Balanço de incerteza de medições de *buffeting* na velocidade variada em pista

BALANÇO DE INCERTEZAS						
Processo de Medição:		Ruído de <i>buffeting</i> a velocidade variada (120 a 60 km/h) em pista			Unid.:	Pa
					Escala	dB
Fontes de Incerteza		Efeitos Sistemáticos	Efeitos Aleatórios			
Símbolo	Descrição	Correção	a	Distribuição	v	u
c_{Cal}	Correção calibração	0,3	0,2	Normal	∞	0,1
\bar{Re}_{Med}	Repetitividade medição média			Normal	2	1,2
\bar{Re}_{Veloc}	Repetitividade velocidade			Normal	60	1,2
c_c	Correção combinada média	- 0,1				
\bar{u}_c	Incerteza combinada média			Normal	8	1,9
U	Incerteza expandida média			Normal		4,2

Tabela A.13 – Incerteza de medições de ruído externo a velocidade constante em pista

Parâmetros de análise de incerteza	Levantamento de incertezas de medições (dB)							
	C01	C02	C03	R01	R02	R03	R04	E01
Média das medições repetidas	121,9	121,5	120,5	121,2	120,7	119,8	118,5	113,5
Incerteza das medições repetidas u_{Rep}	0,7	0,7	0,3	0,3	1,0	0,2	1,3	0,6
Incerteza da média temporal medições u_{Temp}	0,6	1,0	0,7	0,8	1,2	0,7	1,2	0,6
Incerteza combinada u_c	0,9	1,2	0,8	0,9	1,6	0,8	1,7	1,2
Incerteza global U	± 2,0	± 2,5	± 1,5	± 1,7	± 2,1	± 1,8	± 2,6	± 1,8

Tabela A.14 – Balanço de incerteza de medições de ruído externo a velocidade constante em pista

BALANÇO DE INCERTEZAS							
Processo de Medição:			Ruído retrovisor e coluna A a velocidade constante (100 km/h) em pista			Unid.:	Pa
						Escala	dB
Fontes de Incerteza		Efeitos Sistemáticos	Efeitos Aleatórios				
Símbolo	Descrição	Correção	a	Distribuição	v	u	
c_{Cal}	Correção calibração	0,3	0,2	Normal	∞	0,1	
\overline{Re}_{Med}	Repetitividade medição média			Normal	2	0,5	
\overline{Re}_{Temp}	Repetitividade temporal média			Normal	90	0,8	
c_c	Correção combinada	- 0,1					
\overline{u}_c	Incerteza combinada média			Normal	30	1,0	
U	Incerteza expandida média			Normal		2,0	

Tabela A.15 – Incerteza de medições de ruído externo na velocidade constante em túnel

Parâmetros de análise de incerteza	Levantamento de incertezas de medições s (dB)		
	C01	C02	C03
Média das medições repetidas $\bar{I}_{Rep}^{(1)}$	121,1	121,2	120,4
Incerteza das medições repetidas u_{Rep}	0,1	0,0	0,1
Incerteza da média temporal medições u_{Temp}	0,7	0,5	0,5
Incerteza combinada u_c	0,7	0,5	0,5
Incerteza global U	± 1,4	± 1,0	± 0,9

Tabela A.16 – Balanço de incerteza de medições de ruído externo na velocidade constante em túnel

BALANÇO DE INCERTEZAS						
Processo de Medição:		Ruído da coluna A na velocidade constante (100 km/h) em túnel de vento			Unid.:	Pa
					Escala	dB
Fontes de Incerteza		Efeitos Sistemáticos	Efeitos Aleatórios			
Símbolo	Descrição	Correção	a	Distribuição	v	u
c_{Cal}	Correção calibração	0,3	0,2	Normal	∞	0,1
\bar{Re}_{Med}	Repetitividade medição média			Normal	2	0,1
\bar{Re}_{Temp}	Repetitividade temporal média			Normal	60	0,6
c_c	Correção combinada	- 0,1				
\bar{u}_c	Incerteza combinada média			Normal	65	0,6
U	Incerteza expandida média			Normal		1,1

Tabela A.17 – Incerteza de medições de ruído externo na velocidade variada em pista

Parâmetros de análise de incerteza	Levantamento de incertezas de medições (dB)							
	C01	C02	C03	R01	R02	R03	R04	E01
Incertezas de medições repetidas u_{Rep}	0,5	0,4	0,5	0,5	0,7	0,5	0,8	0,7
Incertezas de variabilidade na velocidade $u_{RepVeloc}$	0,5	0,4	0,5	0,5	0,7	0,5	0,8	0,7
Incertezas combinadas u_c	0,8	0,7	0,7	0,9	0,7	0,9	0,7	0,9
Incerteza global U	± 1,6	± 1,5	± 1,5	± 2,2	± 1,5	± 2,1	± 1,6	± 2,2

Tabela A.18 – Balanço de incerteza de medições de ruído externo na velocidade variada em pista

BALANÇO DE INCERTEZAS						
Processo de Medição:		Ruído retrovisor e coluna A a velocidade variada (120 a 60 km/h) em pista			Unid.:	Pa
					Escala	dB
Fontes de Incerteza		Efeitos Sistemáticos	Efeitos Aleatórios			
Símbolo	Descrição	Correção	a	Distribuição	v	u
c_{Cal}	Correção calibração	0,3	0,2	Normal	∞	0,1
\overline{Re}_{Med}	Repetitividade medição média			Normal	2	0,6
\overline{Re}_{Veloc}	Repetitividade velocidade média			Normal	60	0,6
c_c	Correção combinada	- 0,1				
\overline{u}_c	Incerteza combinada média			Normal	11	0,8
U	Incerteza expandida média			Normal		1,7

A.5.2 Repetitividade de medições de frequência do modo de cavidade interna

Análise da repetitividade das medições das frequências dos modos do habitáculo do veículo, realizado em câmara acústica, foi tratada a parte. Os principais fatores, que possuem efeitos predominantemente aleatórios considerados no cálculo da incerteza desta medição foram devidos a variabilidade da frequência e a resolução da frequência. A incerteza padrão da repetitividade foi estimada a partir das indicações obtidas em $n = 3$ medições repetidas para cada condição de abertura de janela proposto para estudo do fenômeno de *buffeting*. Neste cálculo foi considerado a repetitividade das indicações dos valores de frequências do primeiro modo acústico ($u_{RepFreq}$) e a incerteza devido à resolução da frequência adotada na medição (0,5 Hz). Para cálculo da incerteza padrão devido à resolução da frequência foi adotado a propriedade da distribuição de probabilidades retangular, conforme Figura A.4. Efeitos sistemáticos ou aleatórios do processo de calibração, por se tratar de calibrador de nível sonoro, não se aplicam nesta análise.

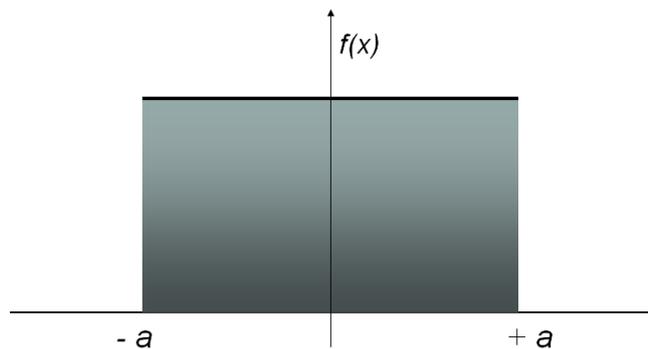


Figura A.4 – Distribuição de probabilidade retangular

A incerteza padrão foi calculada pela expressão:

$$u_{Resol} = \frac{a}{\sqrt{3}} \tag{A.7}$$

onde a corresponde a metade da resolução ($a = R/2$), logo, a incerteza padrão será:

$$u_{Resol} = \frac{R}{2\sqrt{3}} = \frac{0,25}{2\sqrt{3}} = 0,07 \text{ dB}$$

Todas as informações levantadas nestes cálculos, conforme tabela de dados A.19, foram transcritas para a tabela de balanço de incertezas A.20.

Tabela A.19 – Incerteza de medições das frequências dos modos do habitáculo realizadas em câmara acústica

Parâmetros de análise de incerteza		Levantamento de incertezas de medições (Hz)							
		I01	I02	I03	I04	I05	I06	I07	I08
Abertura 100%		18,7	19,0	18,7	18,7	19,0	19,0	19,0	19,0
Variação da abertura vertical	75%	18,0	18,0	18,0	18,0	18,0	18,0	18,0	18,0
	50%	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7
	25%	14,0	14,3	14,3	14,3	15,0	15,0	14,7	15,0
Variação da abertura horizontal	75%	18,0	18,0	18,0	18,0	18,0	18,0	18,0	18,0
	50%	15,7	15,7	15,7	15,7	16,0	16,0	16,0	16,0
	25%	13,3	14,3	13,3	13,3	14,3	14,3	14,3	14,3
Média incerteza das medições repetidas u_{Freq}		0,3	0,3	0,4	0,4	0,2	0,2	0,3	0,2
Média incerteza combinada u_C		0,4	0,4	0,4	0,4	0,2	0,2	0,3	0,2
Incerteza global U		± 0,7	± 0,7	± 0,9	± 0,9	± 0,4	± 0,4	± 0,6	± 0,6

Tabela A.20 – Balanço de incerteza de medições das frequências dos modos do habitáculo realizadas em câmara acústica

BALANÇO DE INCERTEZAS						
Processo de Medição:		Frequências dos modos do habitáculo medidas em câmara acústica			Unid.:	Hz
					Escala	Linear
Fontes de Incerteza		Efeitos Sistemáticos	Efeitos Aleatórios			
Símbolo	Descrição	Correção	a	Distribuição	v	u
\overline{Re}_{Freq}	Repetitividade medição média			Normal	21	0,3
\overline{Re}_{Resol}	Incerteza resolução média			Retangular		0,07
c_c	Correção combinada					
\bar{u}_c	Incerteza combinada média			Normal	21	0,3
\bar{U}	Incerteza expandida média			Normal		0,6

Tabela A.21 – Tabela de Coeficientes de Student para vários níveis de probabilidade

Fonte: Albertazzi, G., 2010

Número de Valores Individuais (n)	Valores do Coeficiente <i>t</i> de Student			
	P = 68,3% 1,00 σ	P = 95,0% 1,96 σ	P = 99,0% 2,58 σ	P = 99,7% 3,00 σ
2	1,839	12,706	63,656	235,774
3	1,322	4,303	9,925	19,206
4	1,198	3,182	5,841	9,219
5	1,142	2,776	4,604	6,620
6	1,111	2,521	4,032	5,507
7	1,091	2,447	3,707	4,904
8	1,077	2,365	3,499	4,530
9	1,067	2,306	3,355	4,277
10	1,059	2,262	3,250	4,094
11	1,053	2,228	3,169	3,957
12	1,048	2,201	3,106	3,850
13	1,044	2,179	3,055	3,764
14	1,041	2,160	3,012	3,694
15	1,038	2,145	2,977	3,636
16	1,035	2,131	2,947	3,586
17	1,033	2,120	2,921	3,544
18	1,031	2,110	2,898	3,507
19	1,029	2,101	2,878	3,475
20	1,028	2,093	2,861	3,447
21	1,026	2,086	2,845	3,422
22	1,025	2,080	2,831	3,400
23	1,024	2,074	2,819	3,380
24	1,023	2,069	2,807	3,361
25	1,022	2,064	2,797	3,345
26	1,021	2,060	2,787	3,330
27	1,020	2,056	2,779	3,316
28	1,020	2,052	2,771	3,303
29	1,019	2,048	2,763	3,291
30	1,018	2,045	2,756	3,280
40	1,014	2,023	2,708	3,204
60	1,009	2,001	2,662	3,132
120	1,005	1,980	2,618	3,064
∞	1,000	1,960	2,580	3,000

Apêndice B

Simulação das Frequências dos Modos do Habitáculo Interno do Veículo

B.1 Introdução

Como parte da metodologia desenvolvida neste trabalho de estudo do mecanismo de geração do buffeting, será abordado neste apêndice o procedimento de cálculo numérico utilizado para estimativa dos modos de cavidade interna do habitáculo do veículo para elaboração da matriz de correlação exposta no item 4.8 Capítulo 4. Serão descritas as principais etapas realizadas nesta simulação, envolvendo as fases de pré-processamento, resolução numérica e pós-processamento, onde será obtido como resultado final os valores das frequências dos modos acústicos. Nesta etapa simulação foi utilizado como ferramenta computacional o software comercial HYPERMESH.

B.2 Metodologia de Simulação

A estratégia adotada neste processo de simulação consiste, basicamente, em levantar as frequências dos modos acústicos do habitáculo interno de um veículo utilizando a metodologia de cálculo estrutural pelo Método de Elementos Finitos FEM (*Finit Elements Methods*). Serão abordados nos tópicos seguintes alguns passos que se consideram fundamentais neste processo de simulação, envolvendo a preparação da geometria virtual do modelo numérico, definição do domínio computacional, geração de malhas, determinação das condições de contorno e por fim a resolução numérica.

B.2.1 Geometria virtual do modelo numérico

Uma vez que o objetivo desta simulação consiste em estimar os modos de cavidade do habitáculo interno, foi representada neste modelo apenas a geometria do compartimento interno do veículo em escala real. Utilizou-se para isto o mesmo modelo utilizado na simulação de CFD na simulação do fenômeno de buffeting abordado no Capítulo 05. Pretende-se estimar os modos acústicos para cada condição de abertura da janela traseira, ou seja, com aberturas de 100 %, 75%, 50% e 25%. Nesta simulação foi representada apenas a abertura vertical, visto que na condição de abertura horizontal, também estudado experimentalmente, as áreas de aberturas das janelas são as mesmas, portanto, espera-se os mesmos valores dos modos acústicos nesta condição, suposição que foi comprovada experimentalmente. A Figura B.1 ilustra o modelo representado na simulação. A região em destaque na cor laranja representa a abertura da janela, único parâmetro alterado para simulação das várias condições de abertura da janela realizadas neste trabalho.

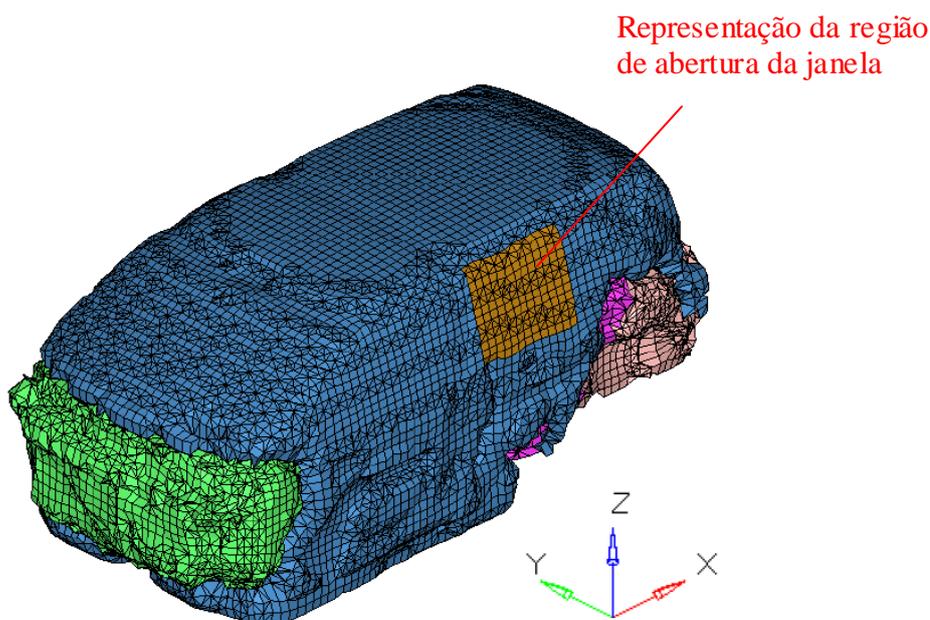


Figura B.1 – Geometria interna do veículo virtual utilizada no modelo numérico

B.2.2 Domínio computacional

Visando representar na simulação as mesmas condições da câmara acústica física na qual foram realizados os testes experimentais, o modelo foi posicionado no interior de um paralelepípedo representando uma câmara acústica virtual. Desta maneira, as dimensões

adotadas no domínio compreendem o comprimento $L = 10$ m, largura $B = 10$ m e altura $H = 10$ m, ilustrado na Figura B.2. Adotou-se como padrão as mesmas coordenadas X, Y e Z no sistema cartesiano para as direções longitudinal, transversal e vertical respectivamente.

Foi adicionado também um subdomínio, envolvendo toda a superfície externa ao redor do veículo, de forma que o volume entre os limites do domínio externo e o subdomínio externo ao redor do veículo foi então considerado para representar o volume de ar da câmara acústica.

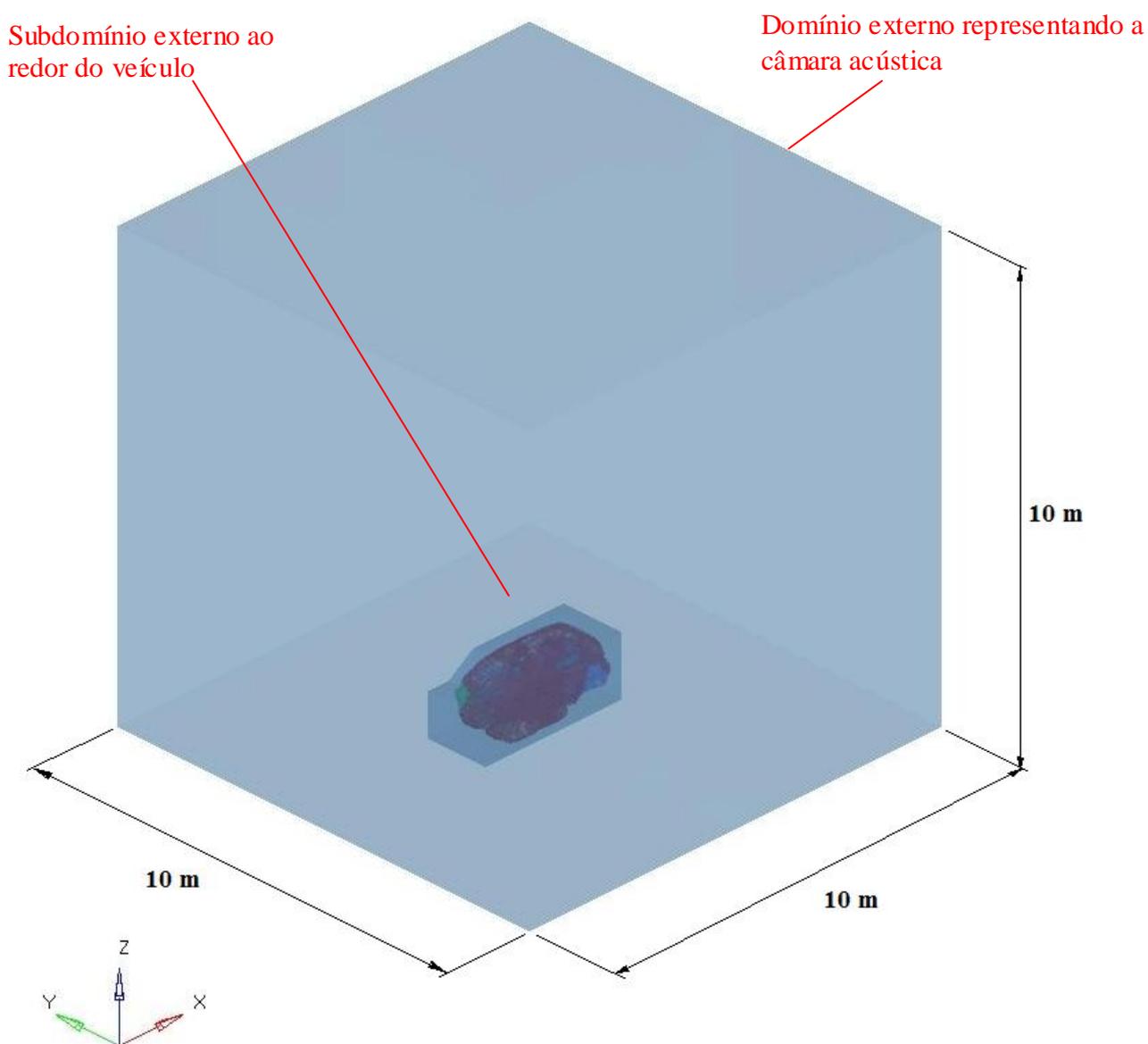


Figura B.2 – Domínio contendo o modelo FEM do veículo no interior da câmara acústica virtual

O domínio do modelo inclui também o compartimento interno completo do veículo, representando seus principais componentes, como bancos, painel frontal e porta-malas. A interface entre o volume de ar no compartimento interno do veículo e o volume de ar no interior da câmara foi feita através da abertura da janela lateral conectada ao subdomínio externo, conforme ilustrado na Figura B.3.

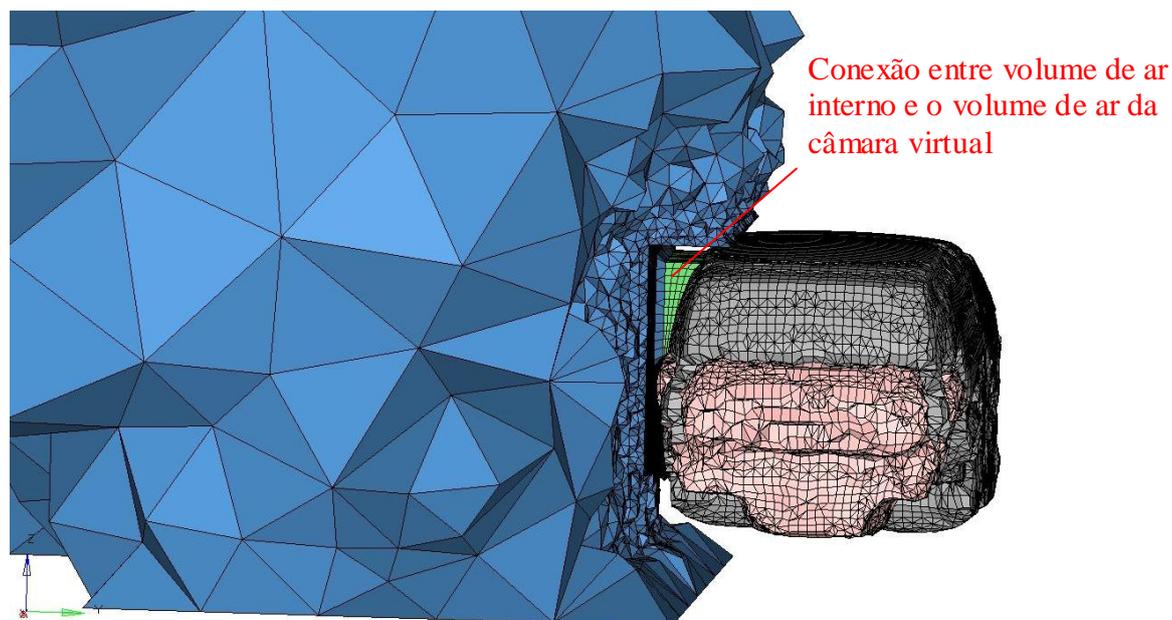


Figura B.3 – Interface entre o volume do habitáculo interno do veículo e o volume da câmara virtual

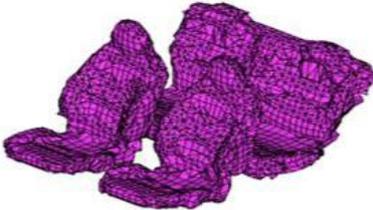
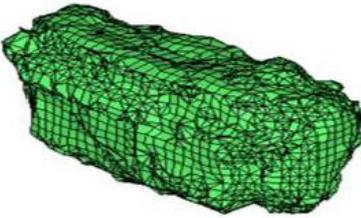
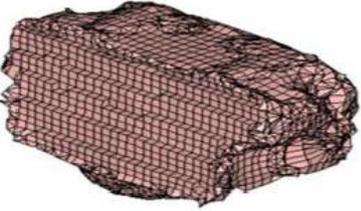
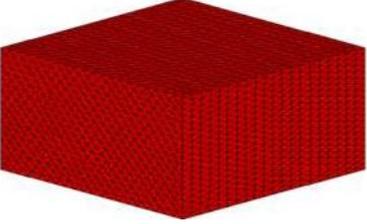
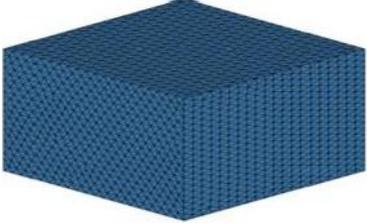
B.2.3 Condições de contorno

Com intuito de representar uma condição de campo sonoro próxima do ambiente da câmara acústica na qual foi realizado os testes experimentais, foram impostas nas laterais e teto da câmara virtual a condição de parede absorviva, representando as funções de absorção acústica presentes na condição real. Estas propriedades, disponíveis nas ferramentas do programa HYPERMESH, suprimem efeitos reverberantes indesejáveis devido ao ambiente fechado o que certamente influenciaria nos resultados da simulação.

Da mesma forma foram atribuídos os bancos internos uma condição de absorção, na tentativa de reproduzir da melhor forma a situação real, cujos bancos são construídos de materiais que possui alto poder de absorção. Esta condição foi representada atribuindo a estes componentes a condição, denominada neste trabalho, de ar “pesante” com menor densidade.

Um resumo das condições de contorno aplicadas em cada região é apresentado na Tabela B.1

Tabela B.1 – Condições de contorno utilizadas na simulação FEM

Domínio	Condições de contorno	Propriedades	Material
	Volume interno do veículo	Ar (PSolid+PFluid)	Ar (MAT10) Densidade $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$ Velocidade do som $C = 340 \text{ m/s}$
	Bancos	Ar “pesante” (PSolid+PFluid)	Ar (MAT10) Densidade $\rho = 1,1 \text{ kg/m}^3$ Velocidade do som $C = 340 \text{ m/s}$
	Painel de instrumentos	Ar (PSolid+PFluid)	Ar (MAT10) Densidade $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$ Velocidade do som $C = 340 \text{ m/s}$
	Volume interno do porta malas	Ar (PSolid+PFluid)	Ar (MAT10) Densidade $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$ Velocidade do som $C = 340 \text{ m/s}$
	Parede da câmara	Impedância PAABSF TZREID + TZIMID	-----
	Volume interno da câmara	Ar (PSolid+PFluid)	Ar (MAT10) Densidade $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$ Velocidade do som $C = 340 \text{ m/s}$

B.2.4 Geração de malhas

Nesta simulação foi utilizado o modelo de malha volumétrica tetraédrico em todo domínio, com base em modelo de malha CFD. O principal critério na definição do comprimento da malha, nesta simulação em específico, consiste na discretização da onda sonora. Tendo como referência um valor satisfatório de discretização mínimo de 20 pontos por comprimento de onda λ , baseado na equação $\lambda = c/f$ sendo o comprimento de malha $\Delta x \leq \lambda/20$, deve satisfazer a condição de $\Delta x \leq c/20f$. Para uma análise dentro da faixa de frequência máxima de 200 Hz que compreende os primeiros modos acústicos do habitáculo, foi definido no volume interno e na abertura da janela comprimento mínimo $\Delta = 35,0$ mm da malha, proporcionando resolução ainda melhor. Uma vez que a superfície interna não requer, neste caso, um significativo nível de detalhamento, foi também mantido na malha de superfície o mesmo comprimento. Esta mesma dimensão de malha foi mantida no subdomínio externo, devido a interface direta com o volume interno do veículo. Nas demais regiões do domínio, em campo distante do veículo, a região foi modelado com malhas grosseiras adotando comprimento $\Delta = 500,0$ mm. No processo de geração de malha volumétrica, entre o subdomínio externo e o domínio externo, houve crescimento progressivo do tamanho de célula até atingir o valor definido nos limites do domínio externo. Encontra-se ilustrado na Figura B.4 vista em corte do formato da câmara virtual e do veículo após a geração de malha.

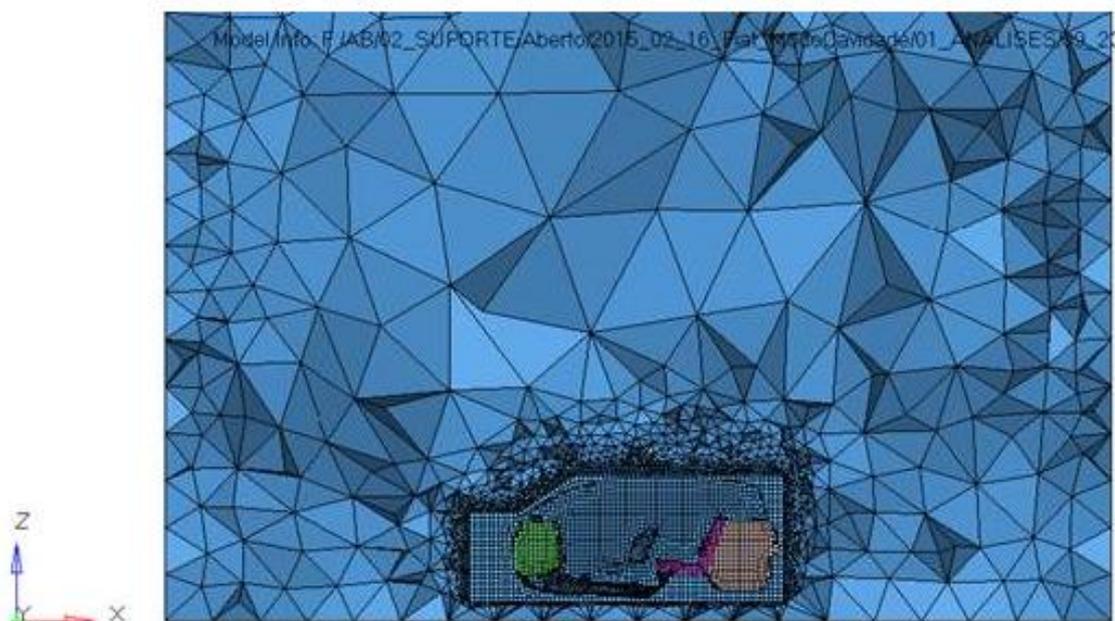


Figura B.4 – Vista em corte do domínio externo e interno do modelo após geração de malhas

B.2.5 Resolução numérica

A resolução numérica adotada nesta simulação consistiu, de forma direta, em aplicar um sinal sonoro no interior do veículo, varrendo uma faixa de frequência que compreende a geração dos primeiros modos de cavidade com resolução de 0,5 Hz, e calcular a resposta acústica também internamente. Adotou-se as mesmas posições de excitação e resposta medidos experimentalmente, ou seja, sinal sonoro na parte frontal do veículo, na região dos pés do passageiro dianteiro e a resposta foi obtida nas proximidades do ouvido direito do motorista (ver item 4.10 do Capítulo 4).

B.3 Resultados

Na Figura B.5 são demonstradas as curvas das respostas em frequência FRF obtidas por meio de simulação numérica FEM, calculadas em cada condição de abertura da janela verticalmente, onde pode ser constatado os respectivos picos das frequências dos modos do habitáculo. Uma análise sobre o significado físico destes valores, dentro do contexto de mecanismo de geração do buffeting, é apresentada de forma detalhada no Capítulo 06, portanto, este tópico será limitado apenas na identificação destes valores que foram utilizados para elaboração da matriz de correlação teórica exposta no Capítulo 4. Como referência, a título de validação da simulação numérica, os dados de simulação foram comparados com os dados Experimentais, conforme gráficos da Figura B.6. Os valores das frequências dos modos extraídas das FRFs simulados e experimentais também foram transcritos para a Tabela B.2 para efeito de análise e correlação. Verifica-se neste comparativo a coerência tanto dos valores das frequências dos picos encontrados no primeiro modo, os quais variam de acordo com a variação da abertura da janela, como no pico próximo de 57 Hz que permanece inalterado independente da variação da janela. Nota-se, entretanto, diferenças de características das curvas quanto ao fator de amortecimento nos picos de ressonância e antecessão, que estão relacionadas ao erros associados, tanto na parte de simulação como experimental.

Considera-se, sobretudo, que o objetivo desta etapa foi devidamente alcançado, visto que as principais informações referentes aos valores de frequências do primeiro modo foram

obtidas por meio de simulação numérica, sendo validados uma vez correlacionados com os dados experimentais.

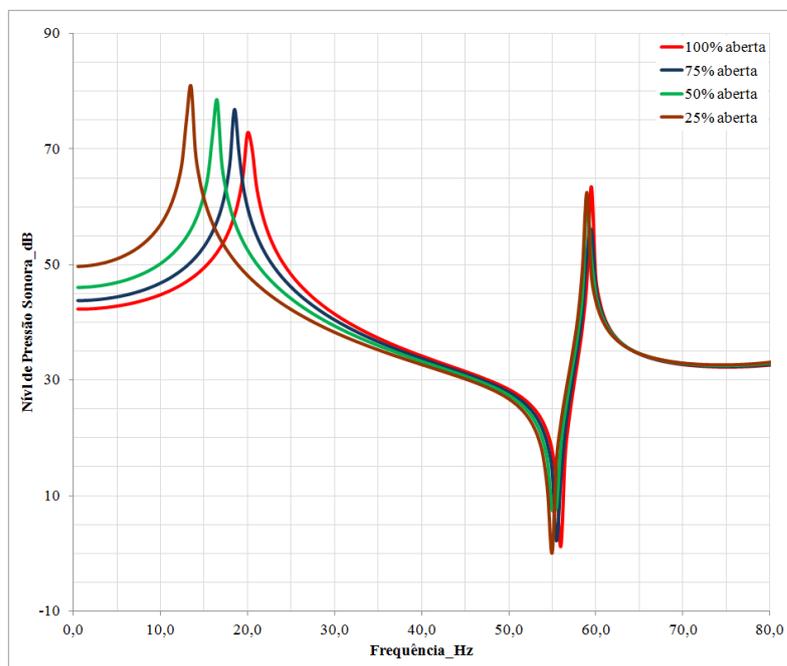


Figura B.5 – Curva de resposta em frequência dos modos acústicos obtida por simulação FEM

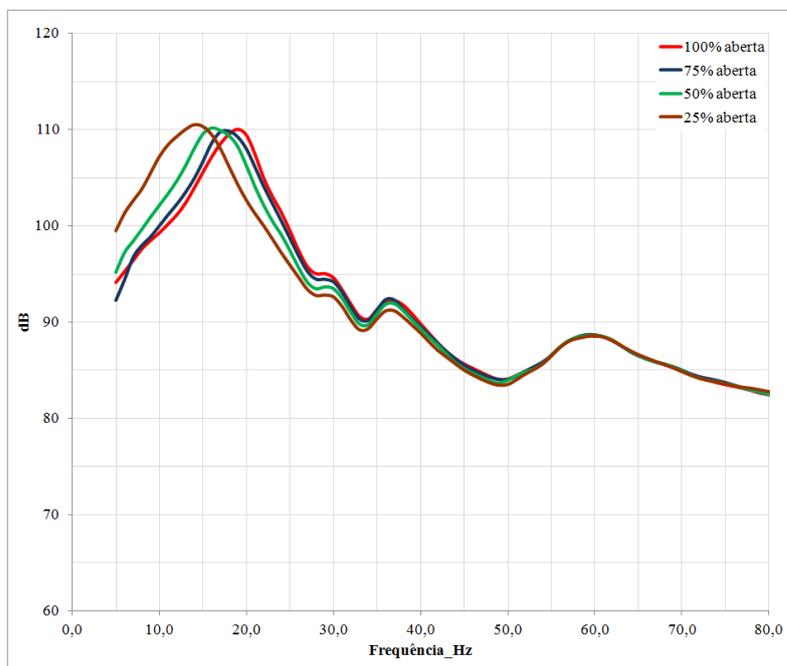


Figura B.6 – Curva de resposta em frequência dos modos acústicos obtidos experimentalmente

Tabela B.2 – Valores das frequências do primeiro modo experimental e numérico para cada condição de abertura da janela

Condições de provas		Modos do habitáculo FEM (Hz)	Modos do habitáculo Experimentais (Hz)
Variação da abertura da janela	100%	20,0	19,0
	75%	18,5	18,0
	50%	16,5	16,5
	25%	13,5	14,0

Apêndice C

Validação dos Modelos Analíticos

C.1 Introdução

Conforme abordado no Capítulo 4, o qual foi dedicado a metodologia de avaliação experimental do ruído de buffeting, foram recorridas para estudo das características e mecanismo de geração do ruído de buffeting as equações de Rossiter desenvolvida para cálculo direto da frequência de excitação na abertura da janela e equação do ressonador de Helmholtz para análise da frequência de resposta acústica no interior da cavidade. Entretanto, outras equações que possuem a mesma finalidade, bem como os valores das constantes que envolvem estas equações, são variáveis nas literaturas afins, convergindo como consequência a diferentes resultados. Além disto, estes modelos analíticos foram formulados empiricamente a partir de resultados obtidos em testes experimentais, na sua grande maioria com base em estudos sobre geometrias genéricas de cavidades mais simplificadas, diferentes de um veículo onde a geometria é bem mais complexa. Sendo assim, este último apêndice foi dedicado a validar estas equações para aplicação de cálculo aproximado em um veículo, tendo como referência os resultados parciais obtidos experimentalmente sobre o mesmo veículo utilizado neste estudo de ruído aerodinâmico. Estas informações são importantes para se determinar as equações que fornecem uma correlação plausível quando aplicada em uma situação prática sobre um veículo, de forma que os cálculos possam convergir em resultados confiáveis.

C.2 Cálculo da Frequência de Excitação do *Buffeting*

A faixa de frequência de oscilação dos vórtices formados pelo escoamento de ar passando pela abertura da janela pode ser calculada, em teoria, aplicando as equações

sugeridas no tópico 2.7.1 do Capítulo 2, conforme elencadas na Tabela C.1. A metodologia utilizada para validar estas equações, na aplicação veicular, consiste no comparativo direto dos valores de frequências de excitação calculados por cada equação na Tabela C.1 individualmente, com os valores de frequência de resposta do buffeting medidos experimentalmente. Todo procedimento de validação destas equações foi baseado na condição de abertura total da janela traseira.

Considera-se neste processo, em analogia a cavidade aberta, os parâmetros dimensionais do veículo L e D como sendo o comprimento da janela lateral aberta e a distância entre o perímetro da janela aberta e a outra janela lateral simétrica, porém fechada, conforme Figura C.1. Neste estudo, as dimensões são dadas por $L = 0,52$ m e $D = 1,36$ m.

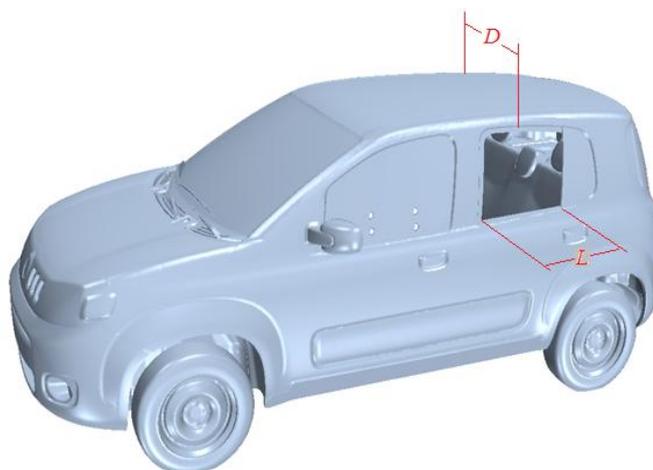


Figura C.1 – Dimensões da abertura da janela e profundidade do compartimento interno

Conforme descrito no item 2.7.1 do Capítulo 2, a relação entre as dimensões da cavidade L e D são representados na equação de Rossiter (1964) através do parâmetro α , também utilizado na equação de Heller (1971) a qual, embora tenha sido desenvolvida para condições de escoamento supersônico, foi também considerada nesta análise de correlação. Este parâmetro varia de acordo com a variação da relação entre a largura L com a profundidade D da cavidade Baseado na Tabela 2.1 do Capítulo 2, sugerida por Rossiter (1964). Desta tabela, verifica-se que o valor de α varia entre 0,58 a 0,25, os quais diminuem proporcionalmente com a redução da relação L/D entre 10 a 4 respectivamente. Como no caso em estudo, a razão L/D é bastante baixa ($\ll 1$), o valor de α foi assumido como sendo nulo. Já na equação proposta por Tam e Block (1967) a relação L/D aparece implicitamente, porém apresenta valor bastante baixo, próximo de zero, quando inserido os valores de L e D nas

dimensões do veículo. Nas equações propostas por Sorohia (1971) e Inagaki (1975), este parâmetro aparece explicitamente através das constantes $+\frac{1}{2}$ e $-\frac{1}{4}$ respectivamente. Também neste caso, seguindo o mesmo critério acima, estas constantes foram suprimidas das equações.

Por fim os valores atribuídos ao parâmetro k , o qual está relacionado a razão entre a velocidade de convecção e a velocidade da corrente livre, também considerado nas equações propostas por Rossiter (1964), Tam e Block (1967) e Heller (1971), tem sido encontrados variados na literatura. Rossiter (1964), sugere valor de $k = 0,57$ e Tam e Block (1967) sugere valor de $k = 0,66$, também obtido experimentalmente com base em estudos realizados sobre cavidades simples. Ahuja et al. (1995), encontrou valor de $k = 0.65$ também em testes sobre cavidades. Outros valores mais baixos, porém próximos entre si, foram encontrados também na literatura, Rienstra (2012) sugere $k = 0,4$ e Slaboch et al. (2009) $k = 0,37$ obtido também experimentalmente em uma situação mais próxima da condição encontrada no veículo.

Tabela C.1 – Equações para cálculo de frequência de excitação

Referência Autor	Equação
Rossiter (1964)	$f_n = \frac{U_\infty(n - \alpha)}{L\left(\frac{1}{k} + M\right)}$
Tam e Block (1967)	$f_n = \frac{U_\infty n}{L\left[\frac{1}{k} + M\left(n + \frac{0,514}{\frac{L}{D}}\right)\right]}$
Heller (1971)	$f_n = \frac{U_\infty(n - \alpha)}{L\left[\frac{M}{\sqrt{1 + \left(\frac{\gamma-1}{2}\right)M^2}} + \frac{1}{K}\right]}$
Sorohia (1975)	$f_n = \frac{U_\infty}{L}\left(n + \frac{1}{2}\right)k$
Inagaki (2002)	$f_n = \frac{U_\infty}{3L}\left(n - \frac{1}{4}\right)$

Cada parâmetro foi considerado acima individualmente em cada equação, onde foi realizado o cálculo da faixa de frequência de oscilação a qual o veículo está sujeito durante

trajeto. Com relação ao parâmetro k foram utilizados os valores de 0,37 e 0,58, representando os demais valores encontrados. A faixa de velocidade de escoamento foi assumida como sendo a faixa de velocidade do veículo na avaliação do buffeting, entre 50 km/h (13,9 m/s) a 130 km/h (36,1 m/s), que correspondem ao número de Mach entre 0,04 a 0,11 respectivamente. Para efeito de comparativo dos dados experimentais com dados teóricos, foi extraída uma curva do mapa espectral 3D, conforme Figura C.2, na faixa de frequência identificada como sendo a de ocorrência do buffeting, a qual considera-se estar diretamente relacionada com a faixa de frequência de excitação na entrada da janela.

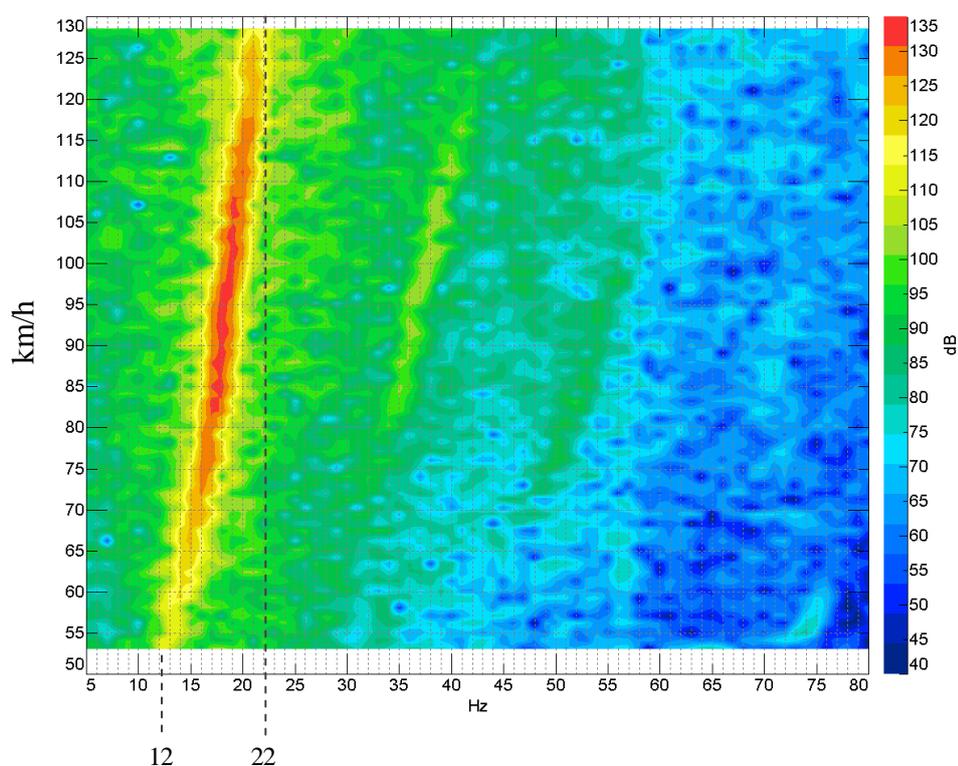


Figura C.2 – Mapa espectral 3D – Análise experimental da variação da frequência do buffeting em função da variação da velocidade – Microfone posição I03

O comparativo entre os dados experimentais e calculados foram apresentados em forma gráfica na Figura C.3.

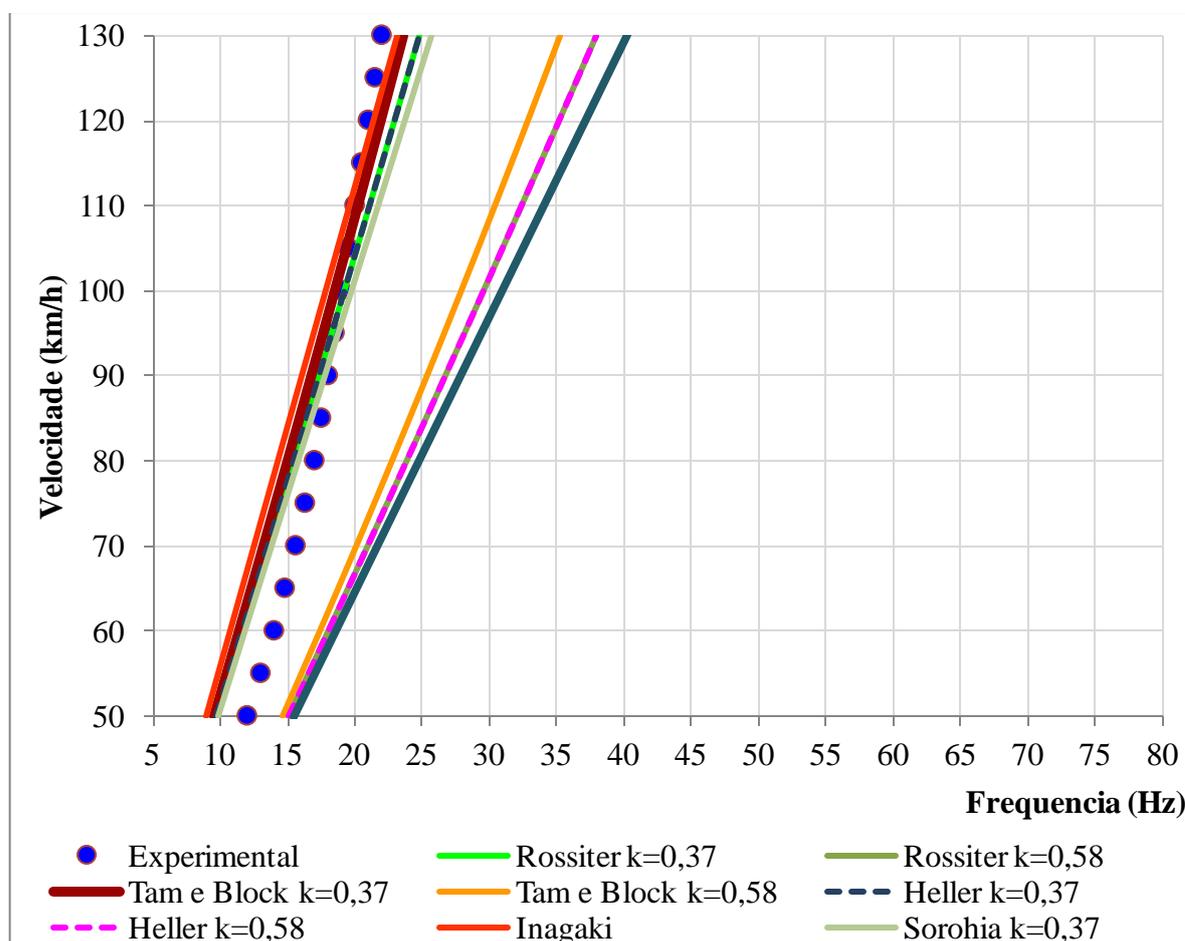


Figura C.3 – Gráficos representando a variação de frequência de excitação na janela em função da variação da velocidade utilizando as equações da Tabela C.1

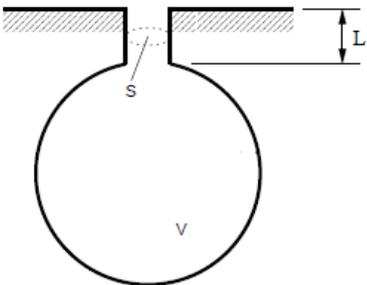
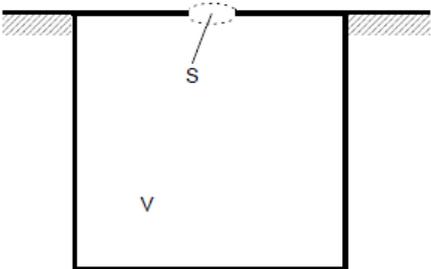
Em uma primeira análise, nota-se nos dados experimentais que a variação de frequência com a velocidade possui comportamento linear similar aos dados calculados, porém com inclinações ligeiramente diferentes. Considera-se, portanto, correlacionado as equações cuja inclinação e valores mais se aproximam com a experimental. De forma global, todas as equações se enquadram nestas condições, o que valida para aplicação veicular todos os modelos de equações, desde que considerados os fatores citados acima referentes a relação L/D , o que é coerente, já que estas equações foram cuidadosamente desenvolvidas pelos seus respectivos autores no estudo de comportamento aeroacústico em situações particulares de cavidades abertas. Outro ponto a ser observado, é que esta boa correlação foi obtida

utilizando o valor de $k = 0,37$ sugerido por Slaboch et al. (2009), válido também para o valor próximo $k = 0,40$ encontrado em Riesntra (2012), muito provavelmente por se tratar de parâmetros determinados dentro desta categoria de aplicação. As equações de Heller e Rossister apresentaram comportamentos idênticos, pois uma vez que a equação de Heller foi desenvolvida levando em conta o efeito de variações da velocidade do som em condições supersônicas ($M > 1,2$), somente fará diferença para altos valores de número de Mach.

C.3 Cálculo da Frequência do Modo de Cavidade Interna

Na segunda etapa deste apêndice foi realizado estudo visando validar, também em uma aplicação veicular, equações para cálculo da frequência do modo de cavidade do habitáculo interno do veículo, por meio de correlação com dados experimentais. Sugere-se que veículo com uma das janelas abertas se comporta como um ressonador de Helmholtz, conforme explicado no item 2.7.2, portanto o cálculo aproximado da frequência do modo de cavidade interna do veículo pode ser obtido, em teoria, através das equações 2.48 e 2.49 aplicadas a cálculo de frequências de ressonadores. Destas equações é coerente utilizar, nesta aplicação, a equação 2.49. Justifica-se tal aproximação visto que a espessura da parede do veículo que separa o ambiente interno do externo, equivalente ao comprimento do pescoço do ressonador, pode ser desconsiderada. Um resumo destas equações, bem como cada tipo de aplicação encontra-se na Tabela C.2.

Tabela C.2 – Equações para cálculo de frequência de ressonador

Equação	Aplicação	Aplicação
$f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{VL}}$	Ressonador dotado de “pescoço”	
$f_0 = 52,4 \left(\frac{m}{s}\right) \frac{\sqrt[4]{S}}{\sqrt{V}}$	Ressonador sem “pescoço”	

onde $S = 0,208 \text{ m}^2$ referente à área da abertura da janela, e $V = 3,179 \text{ m}^3$ referente ao volume interno aproximado do veículo. Estes valores foram introduzidos na equação 2.49 onde foi realizado o cálculo em cada condição de abertura da janela estudada neste trabalho e comparado com os resultados obtidos experimentalmente e por meio de simulação FEM, conforme apresentado na Tabela C.3.

Tabela C.3 – Valores das frequências do primeiro modo experimental, numérico e por meio de simulação FEM para cada condição de abertura da janela

Condições de provas		Frequências dos Modos do habitáculo (Hz)		
		EXPERIMENTAL	FEM	ANALÍTICO
Variação da abertura da janela	100%	19,0	20,0	19,8
	75%	18,0	18,5	18,4
	50%	16,5	16,5	16,7
	25%	14,0	13,5	14,0

Comparando os valores calculados pela equação 2.49 com os valores obtidos experimentalmente e pelo método de elementos finitos FEM, que são duas metodologias confiáveis, verifica-se que os valores estão bastante próximo, o que valida esta equação para prever a frequência do modo acústico de habitáculo nesta situação. Ressalta-se que este bom êxito foi alcançado uma vez que tanto o volume interno do veículo, cujo valor foi obtido com auxílio computacional utilizando os mesmos dados de CAD na simulação FEM, como a área da abertura da janela foram bem definidos. Entretanto, em casos em que não se consegue tais informações de forma precisa, não seria possível obter esta mesma aproximação, portanto, a metodologia FEM passa ser a melhor opção para tal demanda.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Ahuja, K. K.; Mendoza, J.; **Effects of Cavity Dimensions, Boundary Layer, and Temperature on Cavity Noise With Emphasis on Benchmark Data to Validate Computational Aeroacoustic Code**. NASA Contractor Report 4653, Georgia Institute of Technology, Atlanta, Georgia, 1995;
2. Alam, Firoz; Watkins, Simon; Murad, Nurul M.; Naser, Jamal; **Simulation of Vehicle A-Pillar Aerodynamics Using Various Turbulence Models**. SAE Technical Paper Series 2004-01-0231. SAE Word Congress, Detroit, Michigan, 2004;
3. Alam, Firoz; **The Effects of Car A-Pillar and Windshield Geometry and Yaw Angles on Local Flow and Noise**. Ph.D. Thesis, Department of Mechanical and Manufacturing Engineering, RMIT University, Melbourne, Australia, 2000;
4. Albertazzi, Armando; Sousa, André R. **Fundamentos de Motrologia**. Editora Manole, 1ª edição, 2008;
5. Ashcroft, G.B.; Takeda, K.; Zhang, X. **A numerical investigation of the noise radiated by a turbulent flow over a cavity**. Science Direct, Journal of Sound and Vibration, 265 (2003) pag. 43–6, 2003;
6. Aspinall, D.T.; **An Empirical Investigation of Low Frequency Wind Noise in Motor Cars**. MIRA, report 1966/2, Warwickshire, UC, 1966;
7. Ask, Jonas; Davidson, Lars; **The Sub-critical Flow past a Generic Side Mirror and its Impact on Sound Generation and Propagation**. 12th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, 8-10 May 2006, Cambridge, Massachusetts;
8. Barnard, R.H.; **Road Vehicle Aerodynamic Design**. 2nd Edition, Longman ISBN 0-582-24522-2, 1996;

9. Bies, D.A.; Hansen, C.H.; **Engineering Noise Control: Theory and Practice**. 2nd Edition, London, 1996;
10. Bistafa S. R.; **Acústica Aplicada ao Controle de Ruído**. São Paulo. 1ª Ed. Editora Edgard Blucher, 2006;
11. Blasek, J.; **Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications**. Elsevier; 2001;
12. Block, P.J.W.; **Noise Response of Cavities of Varying Dimensions at Subsonic Speeds**. NASA, Tech. Note D-8351, Langley Research Center, Washington, 1976;
13. Bodger, W. K; Jones, C.M.; **Aerodynamics Wind Throb in Passenger Cars**. SAE Technical Paper Series 64-840^a, pg. 195-206, SAE International, Warrendale, 1964;
14. BOSCH Publication; **Automotive Handbook**. 4 TH Edition, 1996;
15. Brizon, Carla; **Metodologia para Avaliação e Determinação de índices de Conforto Acústico em Engenharia Automobilística**. Tese de Doutorado, UFMG, 2012;
16. Brüel & Kjaer Publication; **Basic Concepts of Sound**. Lecture Note BA7669-11, 1998;
17. Brüel & Kjaer Publication; **Beamforming**. Technical Review N° 1, 2004;
18. Brüel & Kjaer Publication; **Measuring Microphones**. Lecture Note BA 7216-15, 1998;
19. Brüel & Kjaer brochure; **The Surface Microphone Principles and Aerospace Applications**. Aerospace Testing expo 2005 - Long Beach Los Angeles;
20. Bruneau, Michel; **Fundamentals of Acoustics**. ISTE Ltd, 2006;
21. Callister, J.R. and George, A.R.; “Wind Noise” Chapter VIII in Hucho, **Aerodynamics of Road Vehicles**. 4th Edition, SAE International, Warrendale, USA, 1998;

22. Caraeni, M.; Aybay, O.; Holst, S.; **Tandem Cylinder and Idealized Side Mirror Far Field Noise Predictions Using DES and An Implementation FW-H Equation**. AIAA Aeroacoustics Conference, Paper 2011-2843-170;
23. CD Adapco note; **Aeroacoustics training course**. Version 01/12;
24. CD Adapco note; **Aeroacoustics Methodologies and Validations** Version 2010;
25. Cattafesta III, L.N., Garg, S., Kegerise, M.A. & Jones; **Experiments on Compressible Flow-Induced Cavity Oscillations**. AIAA Paper 98-2912, G.S., 1998;
26. Cattafesta, Louis; Bahr, Chris; and Mathew, Jose; **Fundamentals of Wind-Tunnel Design**. Department of Mechanical and Aerospace Engineering, University of Florida, Gainesville, FL, USA 2010 ISBN:978-0-470-68665-2;
27. Cerrato, G.; **Automotive sound quality, powertrain, road and wind noise**. Sound Answers, Inc., pg. 16 a 24, Sound & Vibration, 2009;
28. Chen, Kuo-Huey; Johnson, Jim; Dietschi, Urs; Khalighi, Bahram; **Wind Noise Measurements for Automotive Mirros**. SAE Technical Paper Series 2009-01-0184. SAE International 2009;
29. Chen, Kuo-Huey., Johnson, Jim; Dietschi, U; Khalighi, B.; **Automotive Mirror Wind Noise Simulations and Wind Tunnel Measurements**. 14th AIAA/CEAS AeroAcoustics Conference, 5-7 May, Vancouver, Canada, AIAA Paper 2008-2906, 2008;
30. Chung, T. J.; **Computational Fluid Dynamics**. Cambridge University Press; 2 ed. 2010;
31. Cogotti, A; **Evolution of performance of an automotive wind tunnel**. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, Elsevier, pag. 667–700, 2008;

32. Colonus, Tim; Lele, Sanjiva K.; **Computational Aeroacoustics: Progress on Nonlinear Problems Sound Generation**. Science Direct, Progress in Aerospace Sciences pag. 345–416, 2004;
33. Colonus, Tim; **Computational Aeroacoustics: Overview and Numerical Methods**. Lecture series-Von Karman Institute for Fluid Dynamics, 2006;
34. Colonus, Tim; Basuy, Amit J.; Rowleyz, Clarence W.; **Numerical Investigation of the Flow Past a Cavity**. 5th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, paper 99-1912, Washington 1999;
35. Gondim, Rogério C.; **Influência da Suspensão do Motor nas Vibrações do Volante de um Veículo**. Dissertação de Mestrado submetido à UFSC, 2003;
36. Curle, N; **The Influence of Solid Boundaries upon Aerodynamic Sound**. Proc. R. Soc. Lond. A, 1955, 231 1187, pg. 505-514;
37. Davidson, Lars; **Híbrido LES-RANS: Inlet Boundary Condition**. 3th National Conference on Computational Mechanics, MekIT'05, pp7-22, 2005;
38. David, Thompson; **Railway Noise and Vibration Mechanisms, Modelling and Means of Control**. Chapters 08, 14 - Aerodynamic Noise, 2009;
39. Hartmann, Michael; Dechipre, Hervé; **Aeroacoustics Simulation of an Automotive A-Pillar Rain Gutter**. 4th European Automotive Simulation Conference, Munich, Germany 2009;
40. Doolan, Con J.; **Aeroacoustic Simulation of Bluff Body Noise Using a Hybrid Statistical Method**. School of Mechanical Engineering, The University of Adelaide, Adelaide, SA, Australia. 23–25, Adelaide, Australia 2009;
41. Duarte, Maria Lúcia Machado; **Apostila de Vibrações Mecânicas do Curso de Pós-Graduação**. Departamento de Engenharia Mecânica - DEMEC, UFMG, 1998;

42. **Engenharia Experimental / Engenharia do Produto da Empresa Fiat Automóveis S.A.** Belo Horizonte / MG, Brasil;
43. Filardi, J. B. Carvalho; **Predição por Análise Estatística Energética do Ruído Interno de um Veículo Automotor Gerado pelo Campo Sonoro do Compartimento do Motor.** Dissertação de Mestrado submetido à Universidade Federal de Santa Catarina, 2003;
44. AIRBUS Brochure; **Getting to Grips with Aircraft Noise.** Flight Operations Support & Line Assistance, 2003;
45. Fröhlich, J.; Terzi, D.; **Hybrid LES/RANS Methods for the Simulation of Turbulent Flows.** Progress in Aerospace Sciences, Vol. 44, pp. 349-377, 2008;
46. Gagliardini, Laurent - Peugeot Citroën; **Vibro-Acoustiques Appliquée dans L'industrie Automobile.** Journée vibroacoustique SFA/GSO;
47. George, A.R.; **Automotive Wind Noise and its Measurement.** An Information Report of the SAE Wind Noise Measurement Committee, 1997;
48. George, A.R.; **Automobile Aerodynamic Noise.** SAE Transactions, 1990
49. Gerrard, J.H.; **A Disturbance Sensitive Reynolds Number Range of the Flow Past a Circular Cylinder.** Journal of Fluid Mechanics 22, 187-196, 1965;
50. Gerges, S. N. Y.; **Ruído e Vibrações Veiculares.** 1ª Ed. NR Editora, Consultoria e Treinamento, Florianópolis, 2005;
51. Gerges, Samir N. Y.; **Ruído: Fundamentos e Controle.** 1nd edition, Universidade Federal de Santa Catarina, Brasil 1992;

52. Gleason, Mark; Puskarz, Mitchell; Slaboch, Paul E.; Morris, Scott C.; Ma, Ruolong; Shannon, Daniel; **Window Buffeting Measurements of a Full Scale Vehicle and Simplified Small Scale Models.** SAE Technical Paper Series 2009-01-0181. SAE International 2009;
53. Gleason, Mark; Zhu, Xijia; **A Process of Side Window Buffeting Prediction.** SAE Technical Paper Series 2006-01-1573. SAE Word Congress, Detroit, Michigan, 2006;
54. Gloerfelt, Xavier; **Cavity Noise.** In Aerodynamic Noise from Wall-Bounded flows, Von Karman Institute Lectures, 2009;
55. Gloerfelt, Xavier; **Noise from Automotive Components.** In Aerodynamic Noise from Wall-Bounded Flows, Von Karman Institute Lectures, 2009;
56. Grahs, Thorsten; Othmer, Carsten. **Evaluation of Aerodynamic Noise Generation: Parameter Study of a Generic Side Mirror Evaluating the Aeroacoustic Source Strength.** European Conference on Computational Fluid Dynamics (2006);
57. Hamel, T.A., Ahuja, K.K.; **Wind Noise Measurements on an Automobile Side Glass with A-Pillars of Different Height.** AIAA Journal, 1996;
58. Hamed, A; Basu, D; Das, K.; **Numerical Simulations of Transonic Flow Acoustic Resonance in Cavity.** Seventh International Congress on Fluid Dynamics and Propulsion. Cairo, 2001;
59. Hartmann, M.; Ocker, J.; Lemke, T.; Mutzke, A.; Schwarz, V.; Tokuno, H.; Toppinga, R.; Unterlechner, P.; Wickern, G.; **Wind Noise Caused by the A-pillar and the Side Mirror Flow of a Generic Vehicle Model.** AIAA Aeroacoustics Conference, Paper 2012-2205-267, Colorado Springs, 2012;
60. Head acoustics publication; **Binaural Measurement, Analysis and Playback.** Application Note;

61. Heller, H.H., Holmes, D.G. & Covert, E.E.; **Flow-Induced Pressure Oscillations in Shallow Cavities**. Journal of Sound and Vibration, Volume 18, Issue 4, Pages 545-546, 1971;
62. Henderson, B. S.; **Category 5: Sound Generation in Viscous Problems - Sound Generation by Flow Over a Cavity**. Tech. Rep. 2004;
63. Henderson, B. S.; **Category 6: Automobile Noise Involving Feedback - Sound Generated by Low Speed Cavity Tones**. Tech. Rep. 2000;
64. Hendriana, Dena; Senthoran, Sivapalan; Lepley, David; Frazer, Tony; **Numerical Simulations and Measurements of Mirror-Induced Wind Noise**. SAE Technical Paper Series 2009-01-2236. SAE International 2009;
65. Hendriana, Dena; Sovani, Sandeep D; Schiemann, Mitra K.; **On Simulating Passenger Car Side Window Buffeting**. SAE Technical Paper Series 2003-01-1316. SAE Word Congress, Detroit, Michigan, 2003;
66. Hirshberg, A.; Schram, C.; **A primitive Approach in Aeroacoustics**. In Lecture Notes in Physics, 2002;
67. Hucho, Wolf Heinrich; **Aerodynamics of Road Vehicles**. Annual Reviews Fluid Mechanical, 1993, pages 485-537;
68. Inagaki, M., Murata, O., Kondoh, T., Abe, K.; **Numerical Prediction of Fluid-Resonant Oscillation at Low Mach Number**. AIAA Journal Vol. 40, No.9, pp1823-1908, 2002;
69. Islam, M.; Decker, F.; Hartmann, M.; Jäger, A.; Lemke, T.; Ocker, J.; Schwarz, V.; Ullrich, F.; Schröder, A.; Heider, A.; **Investigations of Sunroof Buffeting in an Idealised Generic Vehicle Model Part I: Experimental Results**. AAIA Aeroacoustics Conference, Paper 2008-2900, Vancouver 2008;

70. Islam, M.; Decker, F.; Hartmann, M.; Jäger, A.; Lemke, T.; Ocker, J.; Schwarz, V.; Ullrich, F.; Crouse; Balasubramanian, G.; Mendonça, F.; **Investigations of Sunroof Buffeting in an Idealised Generic Vehicle Model Part II: Numerical Simulations.** AIAA Aeroacoustics Conference, Paper 2008-2901, Vancouver 2008;
71. Izawa, Seiichiro; **Active and Passive Control of Flow Past a Cavity.** book “Wind Tunnels and Experimental Fluid Dynamics Research” chapter 17, 2011;
72. Kato, Yoshihiro; **Numerical Simulations of Aeroacoustic Fields Around Automobile Rear-View Mirrors.** SAE Technical Paper Series 2012-01-0586. SAE International 2012;
73. Lele, Sanjiva K; Wang, Meng; Freund, Jonathan B.; **Computational Prediction Flow-Generated Sound.** Annu. Rev. Fluid Mech. 2006. Pages 483–512;
74. Lighthill, M.J.; **On Sound Generated Aerodynamically, I, General Theory.** Proc. R. Soc., London, 9P. 564-5587 (1952);
75. Machado, Wagner Duarte; **Identificação do Fontes de Ruído Externo de um Veículo Utilizando a Técnica de Intensidade Sonora.** Dissertação de Mestrado submetido a Universidade Federal de Santa Catarina, 2003;
76. Machado, Wagner Duarte; Medeiros, Eduardo Bauzer; **Estimativa em Pista do Ruído Aerodinâmico Produzido por Espelhos Retrovisores Automotivos.** Encontro da Sociedade Brasileira de Acústica, Campinas, SP, 2014;
77. Mendonça, Fred; **CFD/CAE combinations in Open Cavity Noise Predictions for Real Vehicle Sunroof Buffeting.** SAE Technical Paper Series 2013-01-1012. SAE International 2013;
78. Mendonça, Fred; Shaw, Teo; Tran, Linhbao; Mueller, Alan; **Aerovibroacoustics Coupled Prediction of Panel Impedance Effects in Sunroof Buffeting.** AIAA Aeroacoustics Conference, Paper 2011-2817 2011, Portland, OR;

79. Mendonça, Fred; Allen, Richard; Charentenay, Julien; Kirkham, David; **CFD Prediction of Narrowband and Broadband Cavity Acoustics at M=0.85**. AAIA Aeroacoustics Conference, Paper 2003-3303, South Carolina, 2003;
80. Mendonça, Fred; Allen, Richard; **DES Validations of Cavity Acoustics over the Subsonic to Supersonic Range**. AAIA Aeroacoustics Conference, P. 2004-2862, 2004;
81. Mendonça, Fred; Read, Alex; Imada, Fabiano; Girardi, Vinicius; **Efficient CFD Simulation Process for Aeroacoustic Driven Design**. SAE Technical Paper Series 2010-36-0545. SAE International 2010;
82. Mendonça, Fred; Read, Alex; Schram, Christophe; Tournour, Michel; Karbon, Kenneth; **Optimal Sunroof Buffeting Predictions with Compressibility and Surface Impedance Effects**. AAIA Aeroacoustics Conference, Paper 2005-2859, Monterey, California, 2005;
83. Mendonça, Fred; Allen, Richard; Charentenay, Julien; Lewis, Mike; **Towards Understanding LES and DES for Industrial Aeroacoustic Prediction**. International workshop on 'LES for Acoustics', DLR Göttingen, Germany, 2002;
84. Mendonça, Fred; **Aeroacoustics with STAR-CD – Tools and Industrial Validations**. CD-adapco, London 2005;
85. Murad, Nurul Muiz; **Computational Fluid Dynamics (CFD) of Vehicle Aerodynamics and Associated Acoustics**. Thesis; School of Engineering and Industrial Science Swinburne University of Technology. Melbourne, Australia, 2009;
86. Nishino, Takafumi; **Dynamics and Stability of Flow Past a Circular Cylinder in Ground Effect**. Phd, Thesis, Faculty of Engineering, Science and Mathematics, University of Southampton, 2007;
87. NORMA FIAT C2059; **Valutazione a School of Engineering and Industrial Science Calcolo del Fenomeno del Buffeting**. FIAT Auto Normazione, 2008;

88. Ono, Kenji; Himeno, Ryutaro; Fukushima, Tatsuya; **Prediction of Wind Noise Radiated from Passenger Cars and its Evaluation Based on Auralization.** ELSEVIER Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics 81 pg. 403 – 419, 1999;
89. Peric, Christian; Watkins, Simon; Lindqvist, Elizabeth; **Wind Turbulence Effects on Aerodynamic Noise, with Relevance to Road Vehicle Interior Noise.** Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics 69-71, 1997, Pages 423-435;
90. Popat, B.C.; **Study of Flow and Noise Generation From Car A-Pillars.** Ph.D. Thesis, Department of Aeronautics, Imperial College of Science, Technology and Medicine, The University of London, UK, 1991;
91. Plentovich, E. B, Tracy, Maureen B.; **Cavity Unsteady-Pressure Measurements at Subsonic and Transonic Speeds.** NASA Technical Paper 3669, 1997;
92. Rao, Mohan; Deaton, Larry; Shih, Wei-zen; **Root Cause Identification and Methods of Reducing Rear Window Buffeting Noise.** SAE Technical Paper Series 2007-01-2402. Noise and Vibration Conference and Exhibition, St. Charles, Illinois, May 2007;
93. Rienstra, S.W.; Hirschberg, A.; **An Introduction to Acoustics.** Eindhoven University of Technology, 2012;
94. Rienstra, S.W.; Hirschberg, A.; **An Introduction to Aeroacoustics.** Eindhoven University of Technology, 2004;
95. Rossiter, J.E.; **Wind-Tunnel Experiments on the Flow over Rectangular Cavities at Subsonic and Transonic Speeds.** Aeronautical Research Council Reports and Memoranda, Technical Report 3438. 1964;
96. Rung, T., Eschricht, D., Yan, J. and Thiele, F.; **Sound Radiation of the Vortex Flow Past a Generic Side Mirror.** 8th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference. Breckenridge, Colorado, AIAA-2002-2549;

97. Sadakata, O; **A Consideration of Wind Noise Reduction by Air Flow Control**. 22nd FISITA, No. 885115, PP 182-189, 1988;
98. Sagaut, Pierre; Deck, Sébastien; **Large Eddy Simulation for Aerodynamics Status and Perspective**. Phil. Trans. R. Soc. A (2009) 367, 2849–2860;
99. Sarohia, Virendra; **Experimental Oscillations in Flows over Shallow Cavities**. Thesis submitted to California Institute of Technology Pasadena, California, 1975;
100. Singh, Ashish; Nikam, Kishor; Rajvanshi, Deepanshu; **Buffeting Noise Computations for an Open Side Window**. N° FMFP10 - AM – 13, Proceedings of the 37th National & 4th International Conference on Fluid Mechanics and Fluid Power, IIT Madras, Chennai, India 2010;
101. Sovani, Sandeep D.; An, Chang-Fa; Alaie, Seyed Mehdi; Scislowicz, Michael S.; Singh, Kanwerdip; **Side Window Buffeting Characteristics of an SUV**. SAE Technical Paper Series 2004-01-0230. SAE Word Congress, Detroit, Michigan, 2004;
102. Siegert, R.; **Numerical Simulation of Aeroacoustics Sound Generated by Side Mirror Generic**. Journées Journées Aéroacoustique, 1999;
103. Spalart, P.R., and Allmaras, S.R.; **A One Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows**. La Recherche Aérospatiale, 1:5-21, 1994;
104. Spalart, P.R., Johnson, Forrester T. and Allmaras, S.R.; **Modifications and Clarifications for the Implementation of the Spalart-Allmaras Turbulence Model**. Seventh International Conference on Computational Fluid Dynamics (ICCFD7), Big Island, Hawaii, 2012;
105. Sumitani, Keiji; Shinohara, Toyoki; **Research on Aerodynamic Noise Around Automobiles**. JSAE Review, Volume 16 Pages 157–164, 1995;
106. CD-Adapco; **User guide STAR-CCM+ Version 8.02**. CD-Adapco 2013;

107. Sumer, B. M.; Fredsoe, J.; **Hydrodynamics Around Cylindrical Structures**. Chapter 01- Flow Around a Cylinder in Steady. Rev. ed. Kongens Lyngby: Technical University of Denmark, 1997;
108. Tam, Christopher K.W.; **Recent Advances in Computational Aeroacoustics**. Science Direct, Fluid Dynamics Research, pag. 591–615, 2006;
109. VKI Technical Note; **Aeroacoustics**. Von Karman Institute for Fluid Dynamics, 2006;
110. Thompson, David; **Railway Noise and Vibration: Mechanisms, Modelling and Means of Control**. Chapter 8, Elsevier, 2009;
111. Travin, A., Shur, M., Strelets, M., Spalart, P.; **Physical and Numerical Upgrades in the Detached-Eddy Simulation of Complex Turbulent Flows**. Advances in LES of Complex Flows, pp 239-254, eds. P. Friedrich and W. Rodi, Kluwer Academic Publishers, 2002;
112. Urzynicok, Frank; **Separation Control by Flow-Induced Oscillations of a Resonator**. Tese de Doutorado, Technischen Universität Berlin, Berlin 2003;
113. Versteeg, H. K.; Malalasekera, W.; **An Introduction to Computational Fluid Dynamics**. The Finite Volume Method; Longman Scientific & Technical; 1995;
114. Walker, Richard; Wei, Wei; **Optimization of Mirror Angle for Front Window Buffeting and Wind Noise Using Experimental Methods**. SAE Technical Paper Series 2007-01-2401. Noise and Vibration Conference, St. Charles, Illinois, 2007;
115. Williams, J. E. Ffowcs; Hawking, D. L.; **Sound Generation by Turbulence and Surfaces in Arbitrary Motion**. Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Mathematical and Physical Sciences, Vol. 264, No. 1151 1969, pp. 321-342;
116. Zwicker, E.; Fastl, H; **Psychoacoustics: Facts and Models**. 2a ed. Berlin-Alemanha: Ed. Springer, 1999;