



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

**“DESENVOLVIMENTO DE METODOLOGIA INTEGRADA
PARA DEFINIÇÃO DE OBJETIVOS DE DESEMPENHO
VIBRO-ACÚSTICOS A PARTIR DO ESTUDO DE CASO DE
BOOMING NOISE”**

ARTHUR FERREIRA REZENDE DELFIM

Belo Horizonte, 04 de Julho de 2018

Arthur Ferreira Rezende Delfim

**“DESENVOLVIMENTO DE METODOLOGIA INTEGRADA
PARA DEFINIÇÃO DE OBJETIVOS DE DESEMPENHO
VIBRO-ACÚSTICOS A PARTIR DO ESTUDO DE CASO DE
BOOMING NOISE”**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Projetos Mecânicos

Orientador: Prof. Dr. Eduardo Bauzer Medeiros

Universidade Federal de Minas Gerais

Belo Horizonte

Escola de Engenharia da UFMG

2018

D349d

Delfim, Arthur Ferreira Rezende.

Desenvolvimento de metodologia integrada para definição de objetivos de desempenho vibroacústicos a partir do estudo de caso de *Booming Noise* [manuscrito] / Arthur Ferreira Rezende Delfim. – 2018.
90 f., enc.: il.

Orientador: Eduardo Bauzer Medeiros.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.

Bibliografia: f. 85-90.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Veículos - Teses. 3. Automóveis - Vibração - Teses. I. Medeiros, Eduardo Bauzer. II. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. III. Título.

CDU: 621(043)



Universidade Federal de Minas Gerais
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
Av. Antônio Carlos, 6627 - Pampulha - 31.270-901 - Belo Horizonte – MG
Tel.: +55 31 3499-5145 - Fax.: +55 31 3443-3783
www.demec.ufmg.br - E-mail: cpgmec@demec.ufmg.br

**“DESENVOLVIMENTO DE METODOLOGIA INTEGRADA
PARA DEFINIÇÃO DE OBJETIVOS DE DESEMPENHO
VIBRO-ACÚSTICOS A PARTIR DO ESTUDO DE CASO DE
BOOMING NOISE”**

ARTHUR FERREIRA REZENDE DELFIM

Dissertação 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 **“Mestre em Engenharia Mecânica”**, na área de concentração de **“Projetos Mecânicos”**

Prof. Dr. Eduardo Bauzer Medeiros – UFMG – Orientador

Prof. Dr. Gustavo Paulinelli Guimarães – UFOP – Coorientador

Prof. Dr. Guilherme de Souza Papini – UFMG – Examinador

Prof. Dr. Lazaro Valetin Donadon – UFMG – Examinador

DEDICATÓRIA

Dedico esse trabalho a meus pais Alexandre e Maria Teresa.

AGRADECIMENTOS

Agradeço em primeiro lugar a Deus, que me guia em cada passo da minha trajetória de vida. Aos meus pais Alexandre e Maria Teresa, meus pilares que sempre me apoiam, motivam e me dão forças para continuar mesmo nos momentos mais difíceis. Ao meu irmão e melhor amigo Ariel. Minha namorada Marina que sempre esteve ao meu lado nessa jornada, provando cada dia mais seu companheirismo, parceria e cuidado. Manifesto meu agradecimento pelo incentivo e carinho de minhas avós Maria Francisca e Lourdes Delfim. Agradeço a todos os colegas de trabalho da Fiat, aos que acabaram se tornando grandes amigos Jocicley Jamaguiva, Anderson Figueiredo, Yuri Figueiredo e Gustavo Santos, em especial a meu tutor Frederico Moura, a quem manifesto extrema gratidão pelos ensinamentos, paciência, dedicação, boa vontade e confiança, exercendo papel “sine qua non” na realização desse trabalho. Agradeço Lucas Silva, Lucas Henrique e Arthur Moraes pela grande ajuda na elaboração dos inúmeros testes experimentais. Um obrigado especial ao professor Alexandre Bracarense e Gilmar Laigner por não pouparem esforços na criação e implantação do programa de Residência Tecnológica para Engenheiros (parceria UFMG e Fiat-Chrysler Automobiles), que ampliou exponencialmente nosso universo acadêmico e revolucionou nossa trajetória profissional; a SIEMENS (LMS) que forneceu o acesso aos softwares de aquisição e processamento de dados indispensáveis para elaboração do estudo; ao meu orientador Eduardo Bauzer, por sua confiança e ensinamentos; a meu tio Marcos Soares, um dos maiores apoiadores e incentivadores dos meus projetos de vida, juntamente com minha Tia Silvia; obrigado a minha madrinha Marília, Tia Letícia, Tia Miriam e a todas as outras pessoas que direta ou indiretamente participaram dessa caminhada junto comigo.

“Se você pensa que é capaz ou se pensa que não é capaz, de qualquer forma você está certo.”
Henry Ford

RESUMO

A demanda de conforto no setor automobilístico cresce a cada ano que passa, revelando o aumento de exigência e preocupação dos consumidores com aspectos de NVH (*noise, vibration and harshness*). O ruído interno de um veículo está associado ao desempenho vibro-acústico de vários componentes individuais através dos caminhos de transmissão (por via aérea ou estrutural) e depende da forma como as fontes são integradas, sendo elas: motor, rodas, suspensão, aspiração, escapamento, aerodinâmica, etc.

Para que, na fase de desenvolvimento de um projeto, o nível de ruído interno desejado possa ser pré-estabelecido, uma série de metodologias e técnicas experimentais devem ser aplicadas a fim de se determinar objetivos de desempenho para cada componente. A técnica de TPA (*Transfer Path Analysis*) permite especificar a parcela de contribuição de cada uma das fontes na composição do ruído interno e, conforme proposto pelo presente texto, pode ser uma ferramenta muito importante na definição dos objetivos (*NVH targets*).

Para avaliar aspectos de integração entre os objetivos vibro-acústicos e acoplamento dos efeitos físicos, visa-se elaborar um estudo de caso da ocorrência do *Booming Noise* na faixa de rotação de 3600-4200rpm em um veículo compacto classe B, estratificando a contribuição individual de cada fonte e caminho de transmissão, validando todas as hipóteses a partir de testes experimentais, para que assim, se possa determinar a causa raiz do problema que envolve condições multifatoriais de integração de subsistemas em vibração.

Os resultados revelam que o fenômeno ocorre por atuação conjunta de acoplamento modal da cavidade acústica e altos níveis de excitação aliados à sensibilidade estrutural no coxim do lado direito do motor, sendo este identificado como causa raiz do *Booming Noise*. Ademais, propõe-se que a investigação de acoplamento de fenômenos vibro-acústicos seja sempre realizada nas fases iniciais de definição de objetivos para o projeto, no intuito de antecipar e corrigir problemas futuros, uma vez que esta permitiu identificar importantes aspectos do comportamento físico do veículo.

Palavras-Chave: NVH; Análise de Caminhos de Transmissão; Estimativa de Forças Operacionais; Veículo; Booming Noise.

ABSTRACT

The demand for comfort in the automotive industry grows with each passing year, revealing the concern of consumers with NVH (noise, vibration and harshness) aspects. The internal noise of a vehicle is associated with the vibration-acoustic performance of several individual components through the transmission paths (air-borne or structure-borne) and depends on the way the sources are integrated, which are: engine, wheels, suspension, intake, exhaust, aerodynamics, etc.

In order to determine the desired internal noise level during the development phase of a project, a series of experimental methodologies and techniques must be applied to achieve performance targets for each component. The Transfer Path Analysis (TPA) technique allows to specify the contribution of each source in the internal noise composition, and could be crucial for the vehicle target setting methodology enhancement, as proposed by this work.

To evaluate aspects of integration between the NVH performance objectives and coupling effects, it is aimed to elaborate a case study of the occurrence of Booming Noise in the rotation range of 3600-4200rpm, stratifying the individual contribution of each source and path, validating all hypotheses by experimental tests, in a way to identify the root cause of the problem that involves multifactorial conditions of subsystems vibration.

The results show that the phenomenon occurs by the joint action of acoustic cavity mode coupling and high levels of excitation with structural sensitivity on the mounting at the right side of the engine, which is determined as the root cause of the Booming Noise. In addition, it is proposed that the investigation of the vibration-acoustic coupling occurrence be always carried out at initial stages of NVH vehicle target setting, aiming to anticipate and correct future problems, since it allowed the identification of important aspects of the vehicle physical behavior on this study.

Keywords: NVH; Transmission Path Analysis; Operational Forces Estimation; Vehicle; Booming Noise.

LISTA DE SÍMBOLOS

f – força resultante, frequência

k – constante da mola

m – massa, número de respostas medidas

n – número de forças estimadas

x – deslocamento

\ddot{x} – aceleração

ω – frequência angular

ω_0 – frequência natural ou fundamental

t – tempo

c – amortecimento viscoso, velocidade do som

$f(t)$ – força de excitação harmônica

Ω – frequência de excitação

$H(\Omega)$ – Receptância, Função de Resposta em Frequência

$A(\Omega)$ – Acelerância

λ – comprimento de onda

A – amplitude

T – período

y_k – resposta no receptor para análise de caminhos de transmissão

F_i – carregamento estrutural (força) para análise de caminhos de transmissão

Q_i – carregamento acústico para análise de caminhos de transmissão

p_0 – pressão de referência

p – pressão sonora medida

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

NVH – *Noise, Vibration and Harshness*

TPA – *Transfer Path Analysis*

SPC – *Source Path Contribution*

NPA – *Noise Path Analysis*

AV3 – Aceleração Veloz em 3ª marcha

FRF – Função de Resposta em Frequência

NTF – *Noise Transfer Function*

VTF – *Vibration Transfer Function*

LMS – fabricante dos *hardwares* e *softwares* utilizados no trabalho

rpm – rotações por minuto do motor do veículo

FCA – Fiat Chrysler Automobiles

NPS – Nível de pressão sonora

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	16
1.1	Motivação.....	18
1.2	Objetivos.....	20
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	23
2.1	Fundamentos Teóricos.....	23
2.2	Acústica.....	23
2.2.1	Propriedades do Som.....	24
2.2.2	Análise espectral de ruído.....	25
2.2.3	Escala Decibel.....	25
2.2.4	Limite auditivo de frequência.....	27
2.2.5	Medição de som.....	27
2.2.6	Microfone capacitivo.....	28
2.3	Vibrações Mecânicas.....	28
2.3.1	Vibrações Forçadas para Sistemas de um Grau de Liberdade.....	29
2.3.2	Vibrações Forçadas para Sistemas de um Grau de Liberdade.....	30
2.3.3	Funções de Resposta em Frequência para Sistemas de um Grau de Liberdade.....	31
2.4	Ruído de cavidade.....	31
2.5	Ordem de combustão.....	33
2.6	Ruído Veicular.....	36
3	TRAJETÓRIAS DE TRANSFERÊNCIA VIBRO-ACÚSTICA.....	40
3.1	O Modelo de Análise de Caminhos de Transmissão.....	41
3.2	Método da Inversão da Matriz de Acelerâncias.....	43
3.3	Método da Inversão da Matriz Completa.....	44
3.4	Análise de trajetórias de transferência - Método OPAX.....	45
4	METODOLOGIA.....	57
4.1	Condições de teste.....	57
4.2	Objeto de prova.....	58
4.3	Definição dos pontos de medição.....	58
4.4	Instrumentação.....	59
4.5	Medição das Funções de Resposta em Frequência.....	62

	13
5 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	64
5.1 Caracterização das fontes	65
5.2 Aplicação do TPA	67
5.3 Comprovação experimental das hipóteses.....	68
6 ANÁLISES E RESULTADOS	69
7 CONCLUSÕES	83
8 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	85

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 2.1 – Variações de pressão ambiente em função do tempo	23
FIGURA 2.2 – Formas de onda – Ruído	24
FIGURA 2.3 – Curvas de NPS com diferentes ponderações em função da frequência	25
FIGURA 2.4 – Microfone capacitivo	27
FIGURA 2.5 – Oscilador simples	28
FIGURA 2.6 – Oscilador amortecido com carga aplicada	29
FIGURA 2.7 – Comprimento transversal da cavidade acústica do veículo	32
FIGURA 2.8 – Relação de Polias	34
FIGURA 2.9 – Eventos do ciclo de combustão do motor	34
FIGURA 2.10 – Fontes de ruído acústico	35
FIGURA 2.11 – Fontes de propagação na análise de caminhos de transmissão	37
FIGURA 2.12 - Bandas de frequências relacionadas a problemas de NVH	38
FIGURA 3.1 – Modelo de análise de caminhos de transmissão	40
FIGURA 4.1 – Pontos de fixação do motor (caminhos de transmissão)	58
FIGURA 4.2 – Hardware de medição	59
FIGURA 4.3 - Instrumentação dos acelerômetros	59
FIGURA 4.4 - Medição do nível de pressão sonora (alvos de reconstrução)	60
FIGURA 4.5 – Medição do Ruído de Boca de Escapamento	60
FIGURA 4.6 – Instrumentação do veículo	61
FIGURA 4.7 – Motor retirado para medição FRF e martelo de impacto	61
FIGURA 5.1 - Componentes do motopropulsor para definição de objetivos NVH	65
FIGURA 6.1 – Desvio de desempenho do veículo em relação ao objetivo de projeto	68
FIGURA 6.2 – Análise de ordem por ColorMap (Diagrama de Campbell)	68
FIGURA 6.3 – Contribuições de ruído transmitido por via aérea	69
FIGURA 6.4 – Teste Propostas de Aspiração	70
FIGURA 6.5 – Testes nos Sistemas de Exaustão e Suspensão	70
FIGURA 6.6 – Análise da influência dos painéis de vibração estrutural	71
FIGURA 6.7 – Ruído em diferentes posições no veículo simultaneamente	72
FIGURA 6.8 – Análise da Influência do torque na ocorrência do booming noise	72
FIGURA 6.9 – Influência do acoplamento dos modos de cavidade acústica	73
FIGURA 6.10 – Nível de correlação do TPA utilizando FRFs recíprocas	74
FIGURA 6.11 – Nível de correlação do TPA utilizando FRFs diretas	74

FIGURA 6.12 – Análise de transmissão por via aérea e estrutural	75
FIGURA 6.13 – Estratificação do agrupamento de transmissão de ruído estrutural	75
FIGURA 6.14 – Estratificação por direção dos agrupamentos de ruído estrutural	76
FIGURA 6.15 – Forças de excitação na carroceria calculadas pelo TPA	76
FIGURA 6.16 – Força de excitação e sensibilidade da carroceria na Direção Z	77
FIGURA 6.17 – Forças calculadas pelo TPA do veículo base e protótipo	78
FIGURA 6.18 – Influência das forças de excitação no coxim do motor	79
FIGURA 6.19 – Diagrama dos conceitos físicos de contribuição no booming noise	79
FIGURA 6.20 – Análise de atenuação de vibração nos coxins	80
FIGURA 6.21 – Análise de desempenho dos coxins estratificada por direções	81

1 INTRODUÇÃO

Devido à crescente demanda de conforto dos clientes, a concorrência no mercado automotivo obriga os fabricantes, além de produzir a baixo custo, a atender determinados parâmetros de qualidade, levando-se em conta atributos como: desempenho, dinâmica do veículo, dirigibilidade, NVH, etc. A elaboração de um novo projeto ocorre em espaço de tempo e orçamento limitados, em um cenário onde técnicas avançadas de engenharia devem ser alinhadas a estratégias de marketing eficazes. Portanto, é fundamental que as metodologias de desenvolvimento de produto sejam sistemáticas e orientadas a resultados (Tandogan, 2010).

De acordo com Kusiak (1995), 70% a 80% dos custos finais de produção são determinados durante a fase de projeto. Se erros no processo de design não forem detectados durante os primeiros estágios, eles podem resultar em produtos finais defeituosos, o que leva a retrabalho e modificações de alto custo para reajustes de componentes.

Leva-se anos e milhões de dólares para produzir um veículo novo. Se o estilo for atraente e o marketing for eficaz, considerando-se um bom preço de mercado, o carro provavelmente apresentará volume satisfatório de vendas nos primeiros meses após o lançamento. No entanto, se o conforto e qualidade for baixo, o cenário se transformará e as vendas entrarão em declínio muito rapidamente. Por essa razão, é de vital importância que parâmetros de conforto acústico e vibracional sejam cuidadosamente investigados, no intuito de manter os níveis de vendas por um período de tempo significativo, de forma a amortizar os custos de desenvolvimento (Harrison, 2004).

Um dos aspectos mais importantes para a qualidade do produto é estar ciente de quais objetivos de desempenho vibro-acústico são requeridos do veículo final, de acordo com os fatores de posicionamento de mercado. Deve-se dominar a distribuição em cascata desses objetivos para os sistemas, subsistemas e componentes; e ainda mais importante, deve-se dominar a maneira de resolver um determinado problema estrutural ou reduzir o ruído em condições operacionais específicas. As respostas a perguntas como: "Qual parcela do ruído interno vem do sistema de exaustão?"; ou "Qual caminho de transferência é mais dominante nesse caso específico?"; são muito valiosas e seu controle se caracteriza como principal meta a ser alcançada durante o desenvolvimento do projeto sob a ótica NVH (Tandogan, 2010).

Esse processo de definição de objetivos de desempenho vibro-acústicos diz respeito às metas impostas, ainda na fase de projeto, a cada um dos subsistemas do veículo para que seja possível obter níveis de pressão sonora no habitáculo veicular satisfatórios ao cliente. O nível geral do ruído interno do automóvel é a soma das contribuições de todas as fontes de ruído/caminhos de transferência.

Uma contribuição muito importante se trata do motor, a partir das excitações transmitidas pela estrutura, predominantemente através dos suportes. As vibrações são isoladas até um certo nível pela borracha e mecanismos de atenuação dos coxins, no entanto, uma parte restante dessa força de excitação ainda é transferida para a carroceria e transformada em pressão sonora no interior do veículo pelas excitações dos painéis e dos componentes da transmissão. Por outro lado, o ruído do motor transmitido pelo ar é gerado, principalmente, pelas forças e mecanismos de combustão e inércia no bloco, sendo irradiados para o interior do veículo (Harrison, 2004).

A presença de acoplamento ou loops de realimentação, entre os diferentes subsistemas, implica que o processo de definição de objetivos poderá não funcionar caso esses comportamentos dinâmicos de integração não sejam levados em conta. É possível que mesmo atendendo cada um dos diferentes objetivos para os subsistemas, ainda não se consiga atender a meta desempenho vibro-acústico geral para o veículo. Em viés contrário, pode-se atingir a meta de desempenho geral mesmo que algumas especificações de subsistemas estejam fora da curva de objetivo. Portanto, a relação entre as diferentes especificações de objetivos para os subsistemas individualizados e para sistemas mais amplos não é trivial, e problemas multifatoriais podem aparecer (Brusher, 2002).

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 (estrutural ou aérea), e finalmente, a contribuição de cada caminho na geração do ruído no interior do habitáculo, mais precisamente na posição dos ouvidos do motorista, na tentativa de prever e evitar qualquer tipo de incômodo ao cliente (Callister et al, 1998).

Impressões auditivas que causam incômodos, nos quais o som não é desejado, são frequentemente referidas como ruído. Exemplos típicos são: máquinas de corte, ruído aerodinâmico, equipamentos industriais ou ventiladores no ambiente de trabalho. Para expressar a qualidade ruim ou um incômodo, diversos conceitos qualitativos como os de

rombo, assovio, chiado, batimento, aspereza, agudeza, rugosidade, são utilizados (Brizon, 2010). O rombo caracteriza-se na literatura como “booming noise”, apresentando-se sob a forma de uma grande amplitude de variação súbita no interior do habitáculo veicular.

O *booming noise* se trata de um fenômeno multifatorial que se posiciona como um dos campeões de reclamação (por vezes traduzido pelo cliente como “presença motora a rotações acima de 3600rpm”), e será investigado detalhadamente no presente trabalho, para identificação de fatores integrativos que envolvem o acoplamento de sistemas e subsistemas automotivos.

1.1 Motivação

A difusão do conhecimento sobre *booming noise* entre os engenheiros da indústria automotiva, o qual posiciona-se na literatura como um dos fenômenos de difícil predição na fase de projeto, bem como sua relevância por tratar-se de uma das maiores reclamações do cliente, irá contribuir para o desenvolvimento de novos modelos e assegurar uma melhor qualidade sonora para os consumidores.

Paulinelli (2008), em sua dissertação de mestrado, atesta a dificuldade na indústria de se identificar as trajetórias pelas quais a energia vibro-acústica é transmitida para o interior do veículo e investiga a separação das fontes de ruído e vibração, abordando a formulação de diversos conceitos em torno do receptor e das fontes. Mostrou-se que os aspectos envolvendo a tríade fonte-trajetória-receptor devem ser projetados em conjunto, pois o resultado para o conforto do usuário é o somatório da eficiência dessas questões, o que vem de encontro ao proposto pelo presente trabalho. Porém, após análise dos resultados que comprovam a aplicação da metodologia, é sugerido para trabalhos futuros:

“A metodologia desenvolvida deve ser aplicada em um veículo real, para que possa ser avaliada sua eficiência em identificar trajetórias aéreas e estruturais de uma mesma fonte. A imunidade à coerência entre entradas, o efeito devido aos coxins entre a fonte e a estrutura, e a existência de estruturas e cavidades acústicas mais complexas são fatores que podem ser validados ao se trabalhar com o fenômeno real. A técnica da TPA pode auxiliar de forma comparativa para encontrar esses resultados (Paulinelli, 2008).”

Ao propor-se na presente pesquisa, a investigação do *booming noise* a partir da aplicação da técnica TPA, grandes progressos em relação ao sugerido pelo referido trabalho são obtidos, uma vez que se valida a metodologia na análise de um fenômeno multifatorial, que integra forte atuação modal de cavidades acústicas e comportamento estrutural, comprova-se a eficiência da metodologia em estratificar contribuições aéreas e estruturais de uma mesma fonte e investiga-se o efeito dos coxins entre a fonte (motor) e a estrutura em um veículo real de produção.

Brizon (2012), definiu uma metodologia para avaliação e determinação de índices de conforto acústico veicular. No entanto, a tarefa de correlacionar inúmeros parâmetros, tais como, dados subjetivos, objetivos, bem como métricas de psicoacústica, requer volume de dados para comprovação estatística visando, sobretudo, sua maior aplicabilidade. Ampliando-se, a partir do presente trabalho, o detalhamento do comportamento dos parâmetros de desempenho vibro-acústicos dos veículos (transmissão aérea, estrutural, comportamento das fontes de ruído e vibração, etc.), sua forma de integração e possíveis acoplamentos modais, pode-se contribuir, em análise posterior não abordada no presente texto, para a obtenção de uma correlação ainda melhor com os parâmetros descritores dos índices de conforto.

Além disso, Brizon (2012) identificou em seu trabalho que muito embora ruídos tipo “grilos” sejam indicados como um dos principais incômodos, não impactam diretamente na avaliação subjetiva dos veículos. Um comportamento similar pôde ser verificado também para ruídos de rodagem (pneus) ou suspensão. Por outro lado, a incidência de reclamações de ruído de motor representou exatamente a avaliação em nota que os veículos obtiveram. “Esse comportamento parece indicar que o ruído proveniente do motor e acessórios é o mais representativo para determinação do conforto acústico”. Dessa forma, consolidando-se a tentativa de definir objetivos de desempenho pela ótica do consumidor, ou seja, atuar de forma específica apenas nos fatores que realmente impactam na avaliação do cliente, o presente trabalho abordará uma avaliação detalhada e aprofundada do mecanismo de geração de ruído no sistema motopropulsor.

Moura (2016) realizou um estudo aprofundado dos métodos indiretos de estimativa de forças operacionais em problemas de acústica e vibrações, revelando que o método da Matriz Completa com Indicadores é o mais recomendado, desde que tempo e recursos sejam disponíveis, por apresentar a melhor correlação. Ademais, atesta que não é aconselhável que se utilizem modelos simplificados para estimativa das forças operacionais, principalmente em

análises de vibração. Por apresentar o enfoque no comportamento integrado através do acoplamento modal de efeitos na geração do *booming noise*, o presente trabalho possui o potencial de contribuir significativamente na progressão dos fundamentos levantados por Moura (2016), ao colocar em prova a premissa de que mesmo que os caminhos de transmissão possuam influência uns sobre os outros, seria possível através do já referido método, matematicamente, desacoplar esses efeitos cruzados e, assim, obter a informação da contribuição de cada um dos caminhos isoladamente.

Geralmente, essa aplicação dos métodos de análise de caminhos de transmissão é usada na fase final de desenvolvimento de um novo veículo apenas como ferramenta de diagnóstico. De maneira alternativa, conforme proposto neste texto, alinhando-se aos objetivos do trabalho de Moura (2016), visa-se progredir na revelação do potencial de se utilizar o cálculo das forças ainda na fase de projeto como, por exemplo, em avaliações de *benchmarking*¹, ou também para alimentar modelos numéricos através dos veículos referência (“carry-over”), sendo possível obter respostas operacionais simuladas ainda em fases preliminares de um novo desenvolvimento, ampliando o nível de detalhamento do comportamento estrutural sob a ótica de NVH, o que viabilizaria a aplicação de melhorias com menor tempo e custo de implementação.

1.2 Objetivos

O presente trabalho visa avaliar metodologias de definição de objetivos (*targets*) de desempenho vibro-acústico, levando-se em conta a integração dos componentes e subsistemas do automóvel, a partir de detalhado estudo de caso de *booming noise* a 3600-4200rpm (que acomete a maior parte do mercado de compactos e figura entre os campeões de reclamações dos consumidores), estabelecendo correlação física com uma série de testes experimentais.

Ademais, para evitar o aparecimento de problemas multifatoriais (causados por acoplamento), propõe-se ampliar o nível de discretização dos objetivos de desempenho vibro-acústico, avaliando os padrões de comportamento da estrutura que permitam prever os caminhos críticos de transmissão, fornecendo melhor entendimento dos conceitos físicos envolvidos no surgimento do *booming noise* e como se relacionam entre os objetivos de

¹ Processo de avaliação e comparação de produtos concorrentes que possibilitam o melhoramento de processos internos e determinação de boas práticas que guiam o desenvolvimento de um novo projeto.

componentes/subsistemas individuais, estratificando-se a contribuição direta de cada subsistema na composição do ruído interno.

Espera-se que os resultados alcançados possam contribuir para:

- Antecipação do comportamento físico previsto para a estrutura do veículo ainda na fase de projeto, por basear-se em informações mais detalhadas (conforme metodologia aplicada) dos modelos anteriores. Conseqüentemente, reduz-se o tempo/custo de diagnoses futuras e evita-se redefinição de projetos.
- Aumento da acurácia dos objetivos de NVH, viabilizando redução de custo do projeto, em função da otimização dos objetivos. Apenas os caminhos críticos de propagação de ruído devem possuir objetivos mais controlados e maiores folgas seriam permitidas para outros componentes com menor parcela de contribuição.
- Melhor alocação de investimentos em pacotes acústicos e/ou atenuadores ao aplicá-los apenas em condições críticas de atuação.

Especificamente, a pesquisa abordará:

- Estudo de metodologias vigentes de definição de objetivos de desempenho vibro-acústico.
- Determinação das funções de resposta em frequência do veículo.
- Confronto dos métodos de medição de FRFs (direto e recíproco) para avaliar qual resulta na melhor correlação de reconstrução do ruído pela técnica de TPA.
- Análise dos caminhos de transmissão a partir do TPA (*transfer path analysis*).
- Identificação dos principais caminhos de contribuição e fontes geradoras de ruído, avaliando-se individualmente seus efeitos na composição do ruído interno.
- Subdivisão entre parcela área e estrutural que acarreta o *booming noise*.
- Cálculo para estimar as forças pelo método de inversão da matriz de acelerações.
- Conceituação física e determinação da causa raiz da ocorrência de *booming noise*.
- Constatação através de testes experimentais da eficácia de diferentes tipos de solução, abordando cada um dos mecanismos do problema.

1.3 Escopo da dissertação

O presente trabalho é estruturado em sete seções distintas incluindo a introdução apresentada.

Na seção 2, aborda-se a revisão bibliográfica dos conceitos fundamentais de vibração e acústica, necessários para a definição do tema. Escalas e aspectos matemáticos dos dados utilizados são apresentados, juntamente com alguns aspectos da audição humana. Aborda-se a subdivisão conceitual das fontes de ruído e vibração que compõem o ruído veicular no interior do automóvel e, por fim, conceitos de ordem de combustão e cavidade acústica, muito importantes para o entendimento do problema.

Na seção 3, as técnicas e a fundamentação básica de análise por trajetórias de transferência vibro-acústica são mostradas. Apresenta-se a técnica de TPA (*transfer path analysis*), inversão da matriz de acelerâncias e o estado da arte que envolve: *booming noise* e análise de caminhos de transferência na indústria automobilística.

Na seção 4, apresenta-se a metodologia de análise dos testes e dispositivos utilizados. São definidas as condições de teste, objeto de prova, pontos de medição e instrumentação.

Na seção 5, define-se o procedimento experimental a ser adotado, a partir de normativas industriais de padronização dos testes. Caracteriza-se as fontes de ruído e vibração veicular, a forma de aplicação do TPA, alinhada com a progressão de formulação de hipóteses conceituais do problema e os sucessivos testes experimentais para comprovação física.

Na seção 6, os resultados qualitativos e quantitativos são apresentados. Discute-se a correlação do potencial de reconstrução do ruído pela técnica utilizada, a eficácia das principais propostas testadas, no intuito de caracterização da causa raiz do problema e a influência de cada um dos caminhos na composição do ruído.

Na seção 7, pontua-se os principais aspectos observados no trabalho, o atendimento dos objetivos propostos e realiza-se sugestões para trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Fundamentos Teóricos

A seguir, apresenta-se alguns conceitos teóricos como: características gerais do som, forma de representação na escala decibel, a soma de níveis para ponderação mais correlacionada com a percepção humana, propriedades do sistema de audição e análise espectral do ruído.

2.2 Acústica

Acústica é a ciência que estuda a geração, transmissão e recepção das ondas de vibração no meio (Kinsler *et al*, 2000). O som pode ser definido como uma variação da pressão ambiente detectável pelo sistema auditivo (Bistafa, 2006). A variação de pressão é causada por sucessivos choques de partículas no meio, no qual emerge-se um fluxo de energia sob a forma de ondas sonoras. Entende-se por onda, uma perturbação ou um movimento vibratório que se propaga progressivamente (Brüel & Kjaer, 1998). As partículas são excitadas e oscilam em torno da sua posição de repouso, mas não são transportadas juntamente com a passagem do som (Harrison, 2004). O limiar de audibilidade (menor variação de pressão ambiente detectável pelo sistema auditivo humano) é da ordem de 2×10^{-5} Pascal, enquanto que, ao nível do mar, a pressão ambiente é de 101.350 Pascal (Bistafa, 2006).

O som faz parte do cotidiano e proporciona tanto experiências agradáveis como também sensação de incômodo - em casos extremos até mesmo dor. O ruído é definido, pelo contexto popular, como um som desagradável ou não desejável, do ponto de vista subjetivo, que geralmente causa incômodo (Brüel & Kjaer, 1998). Suas características podem tanto variar no tempo (regime transitório), como permanecer constante (regime permanente). A quantificação da variação da pressão por segundo é representada pela frequência sonora, medida em ciclos por segundo ou Hertz (Hz) (Machado, 2016).

As técnicas e instrumentos de medição do som permitem a realização de avaliações objetivas em ambientes diversos e o diagnóstico de anomalias, através de análises de sinais precisas. Sabe-se que a sensação de incômodo ao consumidor não se restringe apenas à verificação da amplitude de pressão sonora, mas se estende a fatores subjetivos que influenciam a avaliação particular do ruído pelo indivíduo (Brizon, 2012).

2.2.1 Propriedades do Som

Algumas características da onda são importantes para entendimento e análise dos fenômenos observados. A FIG 2.1 apresenta esquematicamente duas ondas com diferentes características que geram percepções distintas.

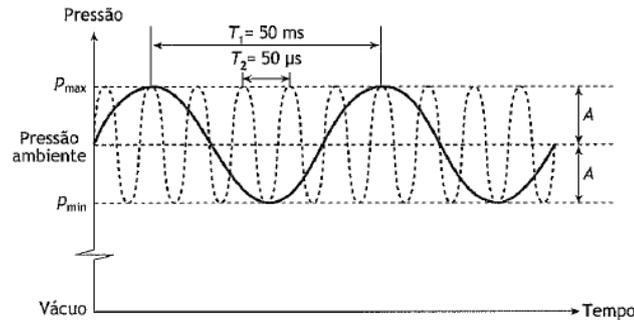


FIGURA 2.1 – Variações de pressão ambiente em função do tempo (Bistafa, 2006)

A amplitude (A) é definida pela diferença da pressão ambiente em relação à pressão máxima/mínima. Nesse caso, as duas ondas no exemplo apresentam a mesma amplitude sonora e a diferença entre a pressão máxima e pressão mínima é duas vezes o valor da amplitude definida (Moura, 2016).

O período (T) é o intervalo de tempo necessário para que haja um ciclo completo em torno da pressão ambiente e a frequência (f) é o inverso dessa grandeza, o que caracteriza o número de ciclos por segundo. A velocidade com que a onda sonora se propaga é chamada de velocidade do som (c), que depende da temperatura e do meio. Em média, para condições de temperatura ambiente, a velocidade do som no ar é aproximadamente 340m/s (Bistafa, 2006). O comprimento de onda (λ) é a distância necessária para que a onda sonora percorra um ciclo completo. Essas grandezas são relacionadas pela EQ 2.1:

$$\lambda = \frac{c}{f} \quad (2.1)$$

A frequência angular (ω) é definida pela EQ 2.2, que representa o comportamento temporal da pressão sonora.

$$\omega = 2\pi f \quad (2.2)$$

O comportamento temporal é a informação medida com a utilização de um microfone, ao captar-se a pressão sonora durante um intervalo de tempo. Na FIG. 2.2, a onda representa um ruído gerado pela combinação de vários efeitos (exemplo: ruído interno veicular).

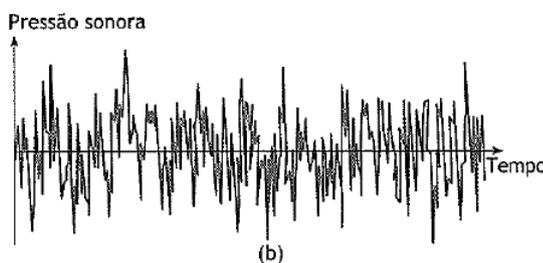


FIGURA 2.2 – Formas de onda - Ruído (Bistafa, 2006)

2.2.2 Análise espectral de ruído

A análise temporal mostrada na FIG 2.2, conforme realiza-se aquisição pelos instrumentos de medição, muitas vezes pode ser de difícil interpretação, já que o som se manifesta como uma composição de vários tons simultâneos no tempo, fazendo com que seja conveniente converter o sinal de ruído do domínio do tempo para o domínio da frequência (Machado, 2016). Este processo é executado pelos instrumentos de medições através de duas formas (Bies, 1996). A primeira requer o uso de bandas digitais limitadas ou filtros analógicos. Na segunda, o sinal no domínio do tempo é transformado para o domínio da frequência usando uma série de Fourier. O processo é implementado, na prática, de forma digital, referido como DFT (*Discrete Fourier Transform*), a partir de um algoritmo mais eficiente, conhecido como FFT (*Fast Fourier Transform*). A soma dos níveis sonoros de todas as bandas de frequências é denominada nível geral.

2.2.3 Escala Decibel

A representação do ruído medido, em termos de pressão sonora, não é prática e tende a ser de difícil interpretação, pois aborda uma faixa muito grande de variação, é de difícil manuseio e não apresenta comportamento linear (dobrando-se o valor da pressão não corresponde ao dobro da percepção subjetiva). Muitas das sensações físicas do homem, provocadas por estímulos externos, são proporcionais ao logaritmo desses estímulos (Shimomura, 2004). Dessa forma, é comum representar a pressão sonora na escala decibel, com referência ao

limite de audibilidade (Moura, 2016), objetivando-se compactar a escala que caracteriza o comportamento do som (Machado, 2016).

A escala decibel utiliza o limiar da audição como seu ponto de partida, de forma que o valor inicial seja nulo (pressão de referência $p_{ref} = 2 \times 10^{-5} \text{Pa}$) e o limiar da dor, como o final da escala de pressão sonora (200Pa). Desta forma, obtém-se uma escala com valores restritos apenas na faixa entre 0 a 140dB, proporcionando assim, melhor aproximação à percepção humana, uma vez que o ouvido humano é sensível a variações da ordem de 1 dB (Gerges, 2005). Nesta escala, o nível de pressão sonora (NPS) é definido pela EQ 2.3 (Bistafa, 2006):

$$NPS = 20 \log \frac{p}{p_0} \quad (2.3)$$

Outro fato importante é que o sistema auditivo percebe a pressão sonora, em diferentes frequências, de maneiras distintas, sendo que os ruídos em baixas frequências são percebidos com maior atenuação em relação aos ruídos de frequências mais altas. Para que o ruído medido seja mais correlacionado à percepção, foram desenvolvidas curvas de ponderação, baseadas na capacidade auditiva e em curvas de percepção subjetiva (Moura, 2016).

A curva de ponderação A corrige os valores medidos do nível de pressão sonora, no intuito de se aproximar da percepção subjetiva dos sons, transformando a unidade de caracterização do NPS no presente trabalho em dB(A). O formato das curvas que representam os filtros é ilustrado na FIG 2.3.

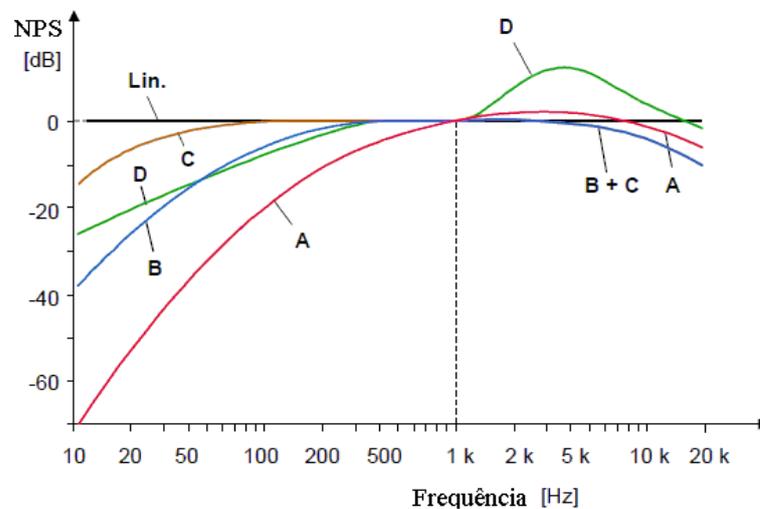


FIGURA 2.3 – Curvas de NPS com diferentes ponderações em função da frequência (Brüel & Kjaer, 1998)

2.2.4 Limite auditivo de frequência

A capacidade da sensação auditiva humana é limitada pela faixa de frequência compreendida entre 20Hz e 20.000Hz. Sons abaixo de 20Hz são denominados infrassons, e acima de 20kHz, ultrassons. Com o avanço da idade, a percepção humana diminui gradualmente para altas frequências. Quando exposta a níveis de ruído excessivos, a sensibilidade auditiva pode ser prejudicada (Brüel & Kjaer, 1998). Parâmetros psicoacústicos de audibilidade e sensação de frequência podem ser usados para correlacionar os tipos de som à percepção humana, no entanto, o presente texto restringe a análise para até 200Hz (dada a banda de ocorrência do fenômeno estudado) e não abordará as referidas avaliações.

2.2.5 Medição de som

Na propagação do som no ar, as ondas espalham-se, uniformemente, em todas as direções, reduzindo a amplitude de energia conforme se distanciam da fonte. Um campo livre refere-se à propagação das ondas sonoras sem qualquer objeto de perturbação, no qual, elas se propagam em uma direção definida. Neste caso, ao dobrar-se a distância entre a fonte e o receptor, o efeito equivalente é de uma queda de 6dB no nível de pressão sonora. Por outro lado, o campo difuso refere-se a um ambiente totalmente fechado, com todas as superfícies dotadas de propriedades reflexivas e, de forma antagônica ao campo livre, distribui uniformemente a energia em todo campo, ou seja, o nível de pressão sonora em qualquer ponto seria equivalente devido às propriedades reflexivas (Brüel & Kjaer, 1998).

Porém, em situações práticas de medições experimentais na indústria automobilística, os campos seriam classificados como intermediários, nem totalmente livres ou totalmente reverberantes, o que dificultaria o exato posicionamento de instrumentação em relação à fonte de ruído e ampliaria a ocorrência de erros. Em medições em que a distância da fonte é muito pequena, por exemplo, menor que o comprimento de onda da mais baixa frequência emitida pela fonte, muitas variações ocorrem apenas em função do posicionamento dos microfones (Machado, 2016). Como o presente trabalho objetiva identificar aspectos integrativos entre cada uma das fontes, sempre na ótica do consumidor, a definição das diretrizes de posicionamento da instrumentação (ouvidos do motorista) é facilitada adotando-se uma única referência, conforme será tratado na seção de metodologia.

2.2.6 Microfone capacitivo

Microfones são sensores capazes de converter as variações de pressão sonora em sinais elétricos (Brüel & Kjaer, 1998). O microfone capacitivo é um transdutor padrão, amplamente utilizado para medições de ruído em função de sua elevada precisão. Seu princípio de funcionamento consiste em um diafragma metálico, de pequena espessura nas proximidades de uma placa rígida fixa, formando um capacitor dielétrico variável. O diafragma se desloca quando excitado por forças externas (onda sonora) e transforma a grandeza física (pressão) em sinal elétrico, conforme esquematizado na FIG 2.4.

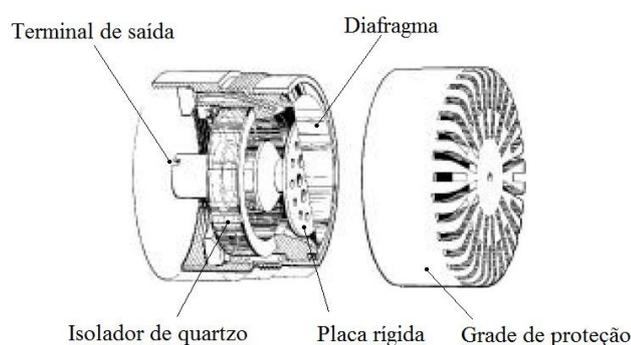


FIGURA 2.4 – Microfone capacitivo (Brüel & Kjaer, 1998)

Microfones de campo livre são projetados para compensar o distúrbio causado por sua presença no campo sonoro, possuindo resposta plana do nível de pressão sonora em larga faixa de frequência (Machado, 2016). É muito utilizado para medições de ruído no interior de veículos, e por conseguinte, ideal para as medições a serem realizadas neste trabalho.

2.3 Vibrações Mecânicas

Por apresentarem interdependência, os conceitos de vibração e ruído caminham juntos na indústria de NVH. A vibração de uma superfície – exemplo: membrana de um alto falante ou o painel do carro - faz com que as partículas do ar em contato tenham as mesmas características de movimentação da estrutura e se transmita entre outras partículas. Nesse contexto, uma parcela de energia de vibração da superfície é convertida em energia sonora, que é irradiada pela superfície estrutural sob a forma de ruído (Machado, 2016).

De acordo com Rao (2008), se um sistema, após uma perturbação inicial, continuar a vibrar por conta própria, a vibração resultante é conhecida como vibração livre. Por outro lado, se

um sistema estiver sujeito a uma força externa (uma força repetitiva por exemplo), a vibração resultante é conhecida como vibração forçada.

2.3.1 Vibrações Forçadas para Sistemas de um Grau de Liberdade

No caso de um oscilador simples, representado na FIG 2.5, se uma massa é conectada a uma mola, com possibilidade de movimentação apenas na direção paralela à mola, e é levemente deslocada da sua posição de repouso e então, solta, um movimento vibratório será desencadeado. O deslocamento da massa em torno da sua posição de equilíbrio pode ser representado como uma função periódica no tempo, determinada como vibração harmônica simples.

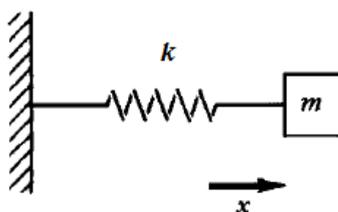


FIGURA 2.5 – Oscilador simples (Kinsler *et al*, 2000)

Para o caso em que a força de restauração é proporcional ao deslocamento, a massa é constante e não existem perdas de energia no movimento, sendo a EQ 2.4 definida por:

$$f = -kx \quad (2.4)$$

Onde x é o deslocamento em metros (m) da massa m (kg) em relação à sua posição de equilíbrio, k é a constante da mola (N/m) e o sinal negativo indica que a força é oposta ao sentido do deslocamento.

Através da aplicação da segunda lei de Newton, a relação entre a força, massa e aceleração, para o caso do sistema sem amortecimento e sem aplicação de forças externas é obtida. Essa relação é conhecida como equação do movimento (EQ 2.5):

$$m\ddot{x} + kx = 0 \quad (2.5)$$

Assumindo a solução complexa $x(t) = Xe^{i\omega t}$ na equação do movimento, a condição que deve ser satisfeita, segundo a EQ 2.6, para a solução existir é:

$$(k - \omega^2 m) = 0 \quad (2.6)$$

Com isso, é obtida a solução única (modo de vibrar) na frequência definida como natural ou fundamental, dada pela EQ 2.7:

$$\omega_0 = \sqrt{k/m} \quad (2.7)$$

2.3.2 Vibrações Forçadas para Sistemas de um Grau de Liberdade

A partir das mesmas considerações definidas para sistemas com forças aplicadas na extremidade, formula-se as equações que representam o sistema com um grau de liberdade para o caso de vibrações forçadas, conforme mostrado na FIG 2.6.

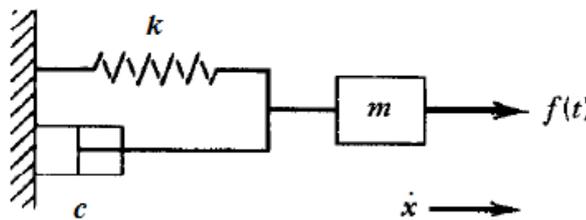


FIGURA 2.6 – Oscilador amortecido com carga aplicada (Kinsler *et al*, 2000)

Para o sistema sem amortecimento e com deslocamento $x(t) = Xe^{i\Omega t}$ e uma força de excitação variando no tempo $f(t) = Fe^{i\Omega t}$, a equação do movimento é dada pela EQ 2.8:

$$(k - \Omega^2 m)Xe^{i\Omega t} = Fe^{i\Omega t} \quad (2.8)$$

O sistema com amortecimento viscoso, deslocamento $x(t) = Xe^{i\Omega t}$ e uma força de excitação variando no tempo $f(t) = Fe^{i\Omega t}$, pode ser representado pela EQ 2.9:

$$(-\Omega^2 m + i\Omega c + k)Xe^{i\Omega t} = Fe^{i\Omega t} \quad (2.9)$$

2.3.3 Funções de Resposta em Frequência para Sistemas de um Grau de Liberdade

A principal representação que correlaciona um sinal de entrada à saída de um sistema submetido a forças externas é a Função de Resposta em Frequência (FRF), que possui papel crucial na caracterização de fontes em sistemas de múltiplas trajetórias de transferência vibro-acústica, através da técnica de TPA (*transfer path analysis*).

A importância da sua utilização se deve à complexidade das estruturas automotivas e ao fato de poder ser aplicada em modelos numéricos. Cada trajetória é definida pela FRF entre o ponto(s) de fixação ou irradiação da fonte, e a localização do receptor. Os elementos existentes no caminho, entre as duas extremidades do sistema, são modelados dinamicamente e representados pelo seu resultado final (Paulinelli, 2008).

A partir das equações apresentadas para os casos de vibrações forçadas para sistemas com um grau de liberdade, podem ser obtidas as relações de resposta e força de excitação do sistema, denominada função de resposta em frequência $H(\Omega)$. Para o caso do sistema com um grau de liberdade e sem amortecimento, a função de resposta em frequência, em relação ao deslocamento, é dada pela EQ 2.10 (Moura, 2016):

$$H(\Omega) = \frac{X}{F}(\Omega) = \frac{1}{(k - \Omega^2 m)} \quad (2.10)$$

A FRF de deslocamento é conhecida como Receptância e representa a resposta do sistema obtida a partir de uma força padrão, ou seja, trata-se de uma característica dinâmica, independente da excitação. De maneira similar, a resposta em função da aceleração pode ser obtida (Acelerância/Inertância), através de medição experimental direta, conforme EQ 2.11.

$$A(\Omega) = \frac{A}{F} = -\Omega^2 H(\Omega) \quad (2.11)$$

2.4 Ruído de cavidade

Os mecanismos de geração de ruído em uma cavidade são dependentes de parâmetros geométricos que envolvem razões entre comprimento, profundidade e largura. O estudo do efeito de *booming noise*, produzido em uma cavidade fechada, pode ser entendido, de forma

mais ampla, classificando dois importantes aspectos: o primeiro, do ponto de vista de excitação dos painéis estruturais por vibração, advinda principalmente do sistema motopropulsor, e o segundo, do ponto de vista da resposta acústica da cavidade. A interação entre estes dois fenômenos, que ocorrem simultaneamente, é responsável pela geração do problema em questão.

Rossiter (1964), classificou o mecanismo que governa o escoamento sobre uma cavidade em três categorias. Uma delas está relacionada ao comportamento fluido-elástico, cuja natureza do fenômeno deve-se à interação fluido-estrutura, ou seja, considera-se 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 escopo deste trabalho, apresenta grande relevância, por caracterizar o cenário em que amplificações no nível de pressão sonora podem ocorrer, se a estrutura apresentar baixa capacidade de atenuação em resposta à energia oscilatória advinda da fonte de vibração, o que poderia resultar na excitação dos modos acústicos da cavidade do habitáculo.

A energia acústica e vibratória (emitidas 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 naturais que estão relacionadas às dimensões da cavidade interna e às propriedades acústicas. Portanto, torna-se de grande importância, ainda nas primeiras etapas de concepção do novo veículo, o conhecimento das frequências características da cavidade, com base na geometria, no sentido de evitar acoplamento dos principais modos acústicos com as demais frequências de excitação, já que o compartimento interno responderia com grande amplitude de energia sonora em situações de acoplamento vibro-acústico (Gerges, 2005).

Segundo Harrison (2004), em veículos com motores de 4 cilindros do mercado de compactos, apenas devido à geometria do habitáculo, espera-se um comportamento modal com a presença de *booming noise* para as seguintes frequências e rotações do motor:

- (1,0,0) por volta de 70Hz / 2100rpm;
- (0,1,0) por volta de 120Hz / 3600rpm;
- (2,0,0) por volta de 140Hz / 4200rpm;
- (0,0,1) por volta de 140Hz / 4200rpm;

- (1,1,0) por volta de 140Hz / 4200rpm;
- (2,1,0) por volta de 185Hz / 5550rpm.

Em que (x,y,z) representa respectivamente: modo longitudinal, transversal e vertical.

Assume-se a frequência de 120Hz para o primeiro modo transversal do habitáculo (0,1,0), desde que a cavidade apresente comprimento transversal (de janela a janela) de aproximadamente 1.4m. E para este caso específico, “o *booming noise* na rotação de 3600rpm (120Hz) tende a ser sempre o mais incômodo ao consumidor” (Harrison, 2004).

Alinhado à definição de projeto, a distância transversal (de janela a janela) do veículo utilizado como objeto de prova corresponde a 1.42m, conforme mostrado na FIG 2.7.

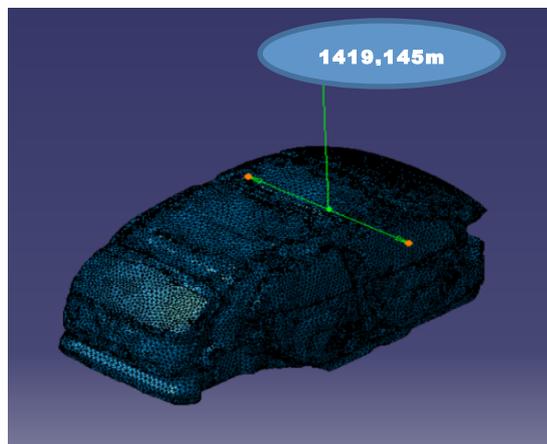


FIGURA 2.7 – Comprimento transversal da cavidade acústica do veículo

2.5 Ordem de combustão

As ordens representam, basicamente, a relação entre a rotação de determinados componentes com a velocidade angular de um eixo de referência. No caso do setor automobilístico, frequentemente, assume-se o eixo principal do motor como referência, sendo portanto, definido como a primeira ordem do sistema. Essencialmente, a ordem está relacionada ao número de eventos que ocorrem por revolução do eixo de referência (LMS, 2016).

Por exemplo, um eixo referência que gira a 600rpm apresenta uma frequência de rotação de 10Hz, conforme mostrado na EQ 2.12.

$$\frac{600rev}{min} \times \frac{1min}{60s} = \frac{10rev}{s} = 10Hz \quad (2.12)$$

Ou seja, o eixo completa 10 rotações em um segundo. Caso este mesmo eixo gire a 3000rpm, a frequência de rotação seria (EQ 2.13):

$$\frac{3000rev}{min} \times \frac{1min}{60s} = \frac{50rev}{s} = 50Hz \quad (2.13)$$

Se esta rotação fosse de 6000rpm, conseqüentemente, seu número de revoluções por segundo seria de acordo com a EQ 2.14:

$$\frac{6000rev}{min} \times \frac{1min}{60s} = \frac{100rev}{s} = 100Hz \quad (2.14)$$

Os três conjuntos de dados mostrados, que se referem à ordem do sistema, simplesmente correlacionam a velocidade do motor (rpm) com a frequência de rotação do eixo. É importante destacar que os dados só podem ser atrelados ao conceito de ordem, porque são calculados para o eixo referência e, assim, não requer-se uma base de comparação, já que ele representa, por definição, a primeira ordem do sistema. Caso contrário, seriam apenas valores de rotação isolados de um dado componente.

Para um componente qualquer, a identificação de sua ordem de operação se baseia no regime de rotação do eixo de referência, previamente definido. Basta analisar fisicamente a dinâmica do sistema, ou seja, a forma como estão acoplados e calcular a proporção entre a frequência de rotação da peça em análise e do eixo de primeira ordem. Como em um automóvel os componentes estão interligados, a relação de rotação entre suas peças é uma proporção direta e linear. Por exemplo, sempre que o pneu apresentar determinada frequência de rotação, o eixo do motor, necessariamente, vai estar a uma velocidade angular específica (LMS, 2016).

Dessa forma, os componentes de segunda ordem são aqueles que giram duas vezes a cada rotação do eixo do motor; na terceira ordem os componentes estão a uma frequência três vezes maior do que o eixo do motor; a meia ordem seria aquela em que os componentes giram uma vez a cada duas voltas do eixo referência do motor; e assim, sucessivamente.

Em um sistema de polias com razão de 3:1, onde o eixo A apresenta um diâmetro 3 vezes maior que o diâmetro de B, conforme mostrado na FIG 2.8, a cada volta do eixo A referência,

o eixo B completa 3 voltas. Assim, caso o eixo A apresente frequência de 10 revoluções por segundo (10Hz), o eixo B estaria a 30 revoluções por segundo (30Hz). Como o eixo A é a referência (eixo do virabrequim), pode-se concluir, a partir da proporção entre as frequências de rotação, que o eixo B é um componente em terceira ordem (LMS, 2016).

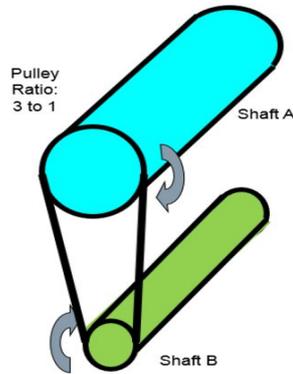


FIGURA 2.8 – Relação de Polias (LMS, 2016)

A aplicação direta do conceito de ordem à indústria automobilística pode ser demonstrada a partir do processo de combustão de um motor. Um motor de 4 tempos apresenta um evento de combustão a cada duas revoluções do eixo do virabrequim. Cada movimento de subida e descida do pistão, corresponde a uma volta no virabrequim, conforme FIG 2.9. As quatro etapas consistem em: admissão, compressão, combustão e exaustão.

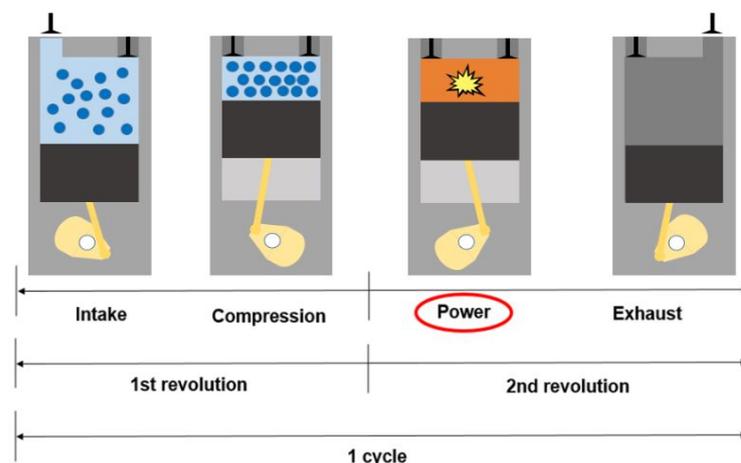


FIGURA 2.9 – Eventos do ciclo de combustão do motor (LMS, 2016)

Por conseguinte, se existisse apenas um cilindro no motor, a ordem da combustão seria $\frac{1}{2}$, já que existe um evento de combustão a cada 2 rotações do eixo do virabrequim. Como o motor em questão apresenta 4 cilindros, a ordem é $4(\frac{1}{2}) = 2$. Além disso, dada a magnitude da energia envolvida no processo de combustão, a análise de segunda ordem de motores de 4

cilindros tende a apresentar as maiores amplitudes de ruído e vibração medidos nos testes, constituindo grande relevância para os estudos de NVH, conforme será abordado posteriormente em maiores detalhes.

2.6 Ruído Veicular

Para o melhor entendimento do comportamento vibro-acústico do veículo, é necessário que sejam definidos parâmetros de análise correlacionados à distribuição de cada uma das fontes de ruído e vibração.

O conforto vibro-acústico está diretamente relacionado à percepção do usuário ou receptor das fontes geradoras em um veículo (Giorjão, 2007). O nível de pressão sonora percebida pelo motorista é composto pela sobreposição de efeitos gerados por diferentes fontes, entre as quais podem-se citar: sistema de propulsão (motor), sistema de admissão ou aspiração do motor, sistema de exaustão ou escapamento do motor, rodagem (sistema de suspensão do veículo) e ruído aerodinâmico (forma e infiltrações) (Moura, 2016).

A FIG 2.10 mostra a divisão dos sistemas do veículo que contribuem como fontes de geração de ruído e vibração, listando os principais problemas e desafios de NVH (LMS, 2016).

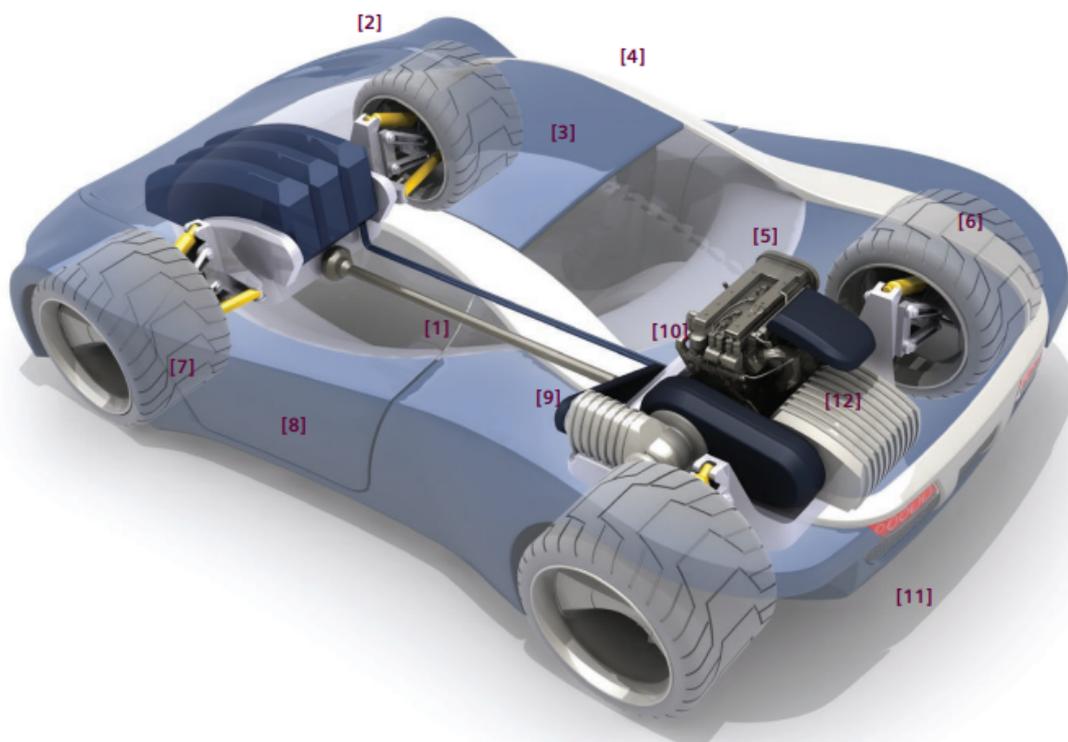


FIGURA 2.10 – Fontes de ruído acústico (LMS Brochure, 2012)

[1] **Fixação do sistema motopropulsor:** otimização de coxins de atenuação da vibração transmitida à carroceria; desbalanceamento do eixo; comportamento transitório de motores híbridos, dirigibilidade; volante de direção.

[2] **Ruído externo:** batida de porta; ruído de *pass-by* conforme normas de regulamentação. Tem-se ainda, o ruído aerodinâmico, que é causado pelo movimento do ar em torno da estrutura externa do veículo. Alguns elementos típicos que contribuem para sua ocorrência são: retrovisor externo, limpador do para-brisa, antena, acabamentos externos e frestas. O termo “fruscio” pode ser utilizado para expressar o ruído associado a descontinuidades no campo de escoamento de um veículo, normalmente percebido acima de 100 km/h, uma vez que, em velocidades mais baixas, outras fontes predominam (Cerrato, 2009).

[3] **Elementos de acústica interiores:** absorvedores; reflexão sonora.

[4] **Rigidez da carroceria:** transferência acústica e estrutural.

[5] **Motor:** combustão; geometria dos cilindros; forças inerciais; irradiação sonora; ruído da bomba injetora. Esses tipos de ruído estão presentes na condição dinâmica do veículo em: aceleração, desaceleração, velocidade constante e marcha lenta. Elementos estruturais podem se comportar como painéis irradiadores para o interior do veículo, que é o caso das chapas mais planas: painel corta-fogo, assoalho e teto. O sistema de propulsão constitui as principais fontes de ruído interno, principalmente para baixas velocidades (Gerges, 2005).

[6] **Conforto e ruído de estrada:** ruído de pneus; transmissões por via estrutural; flexibilidade da carroceria; estados estáticos e transientes de comportamento. Estão incluídos outros elementos como travessas, amortecedores e molas. A vibração proveniente dos diversos tipos de pavimentos é transmitida para o veículo, podendo ser amplificada ou atenuada, de acordo com as características dos elementos da suspensão. Geralmente, esse sistema se comporta como um filtro passa-baixa, atenuando os níveis de vibração acima de 30-40Hz. O contato do pneu com o pavimento produz vibração, que excita os modos da estrutura pneu/roda, resultando em ruído percebido dentro e fora do veículo (Gerges, 2005).

[7] **Sistema de freios:** grunhido; trepidação dinâmica do disco.

[8] **Componentes eletromecânicos:** ruído de ar condicionado; inversor; eletro-ventiladores; sistemas elétricos. São geralmente pequenos motores elétricos que acionam elementos de apoio aos principais sistemas do veículo ou ao condutor. Alguns exemplos: mecanismo do vidro da porta, sistema de arrefecimento, alternador, bomba de partida a frio. Além de irradiarem ruído, estão ligados à estrutura e constituem também mais uma fonte de vibração.

[9] **Sistema de Transmissão:** *rattle*; *whine*; radiação da carcaça da caixa de transmissão.

[10] **Integração do Motor:** transmissão via estrutural e aérea; ruído tonal de alta frequência para motores elétricos.

[11] **Sistema de Exaustão:** Excitação acústica e estrutural; *mufflers*; radiação da carcaça; ruído de boca de escapamento.

[12] **Sistema de Admissão:** Boca de aspiração; irradiação e transmissão estrutural; turbo compressores.

A representação esquemática da FIG 2.11 divide o problema entre sistema ativo (fonte) e passivo (receptor), e as formas de transmissão de ruído e vibração (via estrutura ou via aérea).

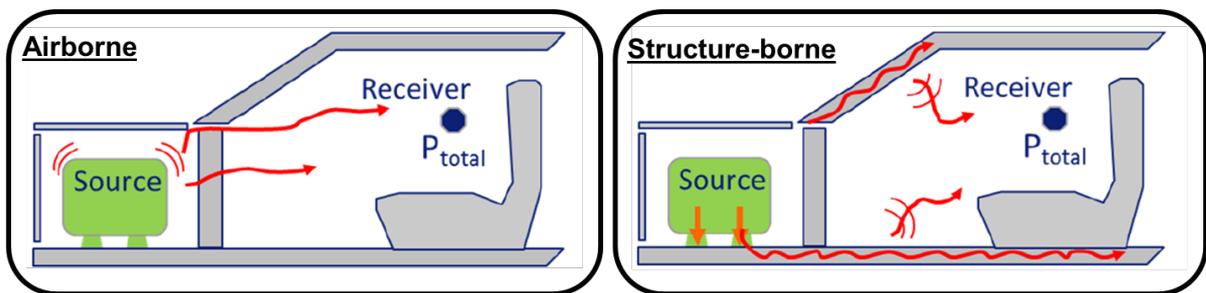


FIGURA 2.11 – Fontes e caminhos de propagação na análise de caminhos de transmissão (LMS, 2011)

A transmissão via estrutura ocorre devido à propagação de vibrações através do veículo e pode ser percebida pelo usuário tanto como vibração (volante, bancos e assoalho), ou como ruído interno. No caso do ruído, a energia vibratória da fonte é propagada pela estrutura do veículo, causando deslocamento dos painéis, que por sua vez, estando em contato com a cavidade interna do veículo, induzem flutuações na pressão interna, que são transmitidas até o ouvido dos ocupantes e percebidas como ruído. Já a transmissão via aérea, é dependente das características de isolamento sonoro da estrutura, da capacidade de absorção dos materiais utilizados no interior do veículo e também pela presença de frestas ou vazamentos nas interfaces das regiões externas com a cavidade interna do veículo.

Observa-se na FIG 2.12, que na transmissão via aérea, predomina-se médias e altas frequências (acima de 400Hz) e na transmissão estrutural, predomina-se baixas frequências (de 20 a 300Hz). A ocorrência de *booming noise* é comumente associada a transmissões estruturais e, majoritariamente, em baixas frequências.

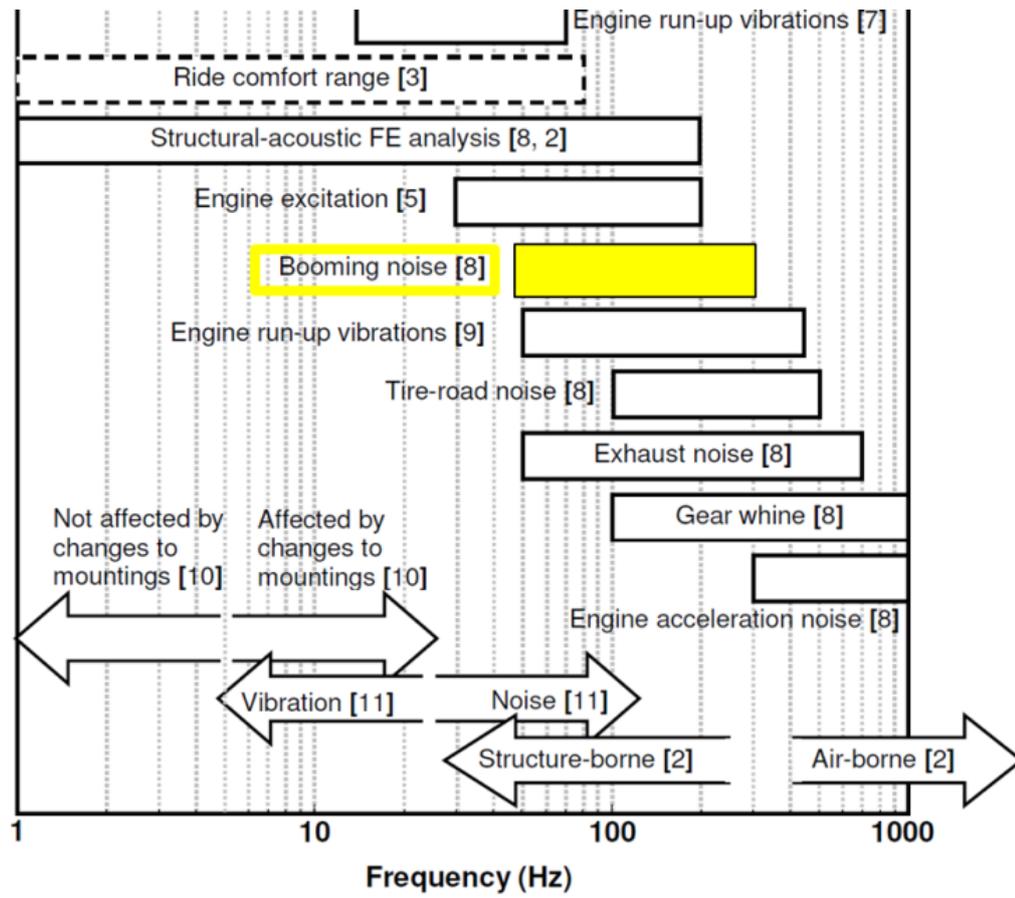


FIGURA 2.12 - Bandas de frequências relacionadas a problemas de NVH (Harrison, 2004)

3 TRAJETÓRIAS DE TRANSFERÊNCIA VIBRO-ACÚSTICA

Na prática industrial, apenas o conhecimento isolado das fontes não é capaz de fornecer detalhamento suficiente para ser usado como ferramenta de diagnóstico, ou para que se evite, ainda na fase de projeto, possíveis problemas de NVH. Com isso, é necessário que métodos de avaliação experimentais sejam aplicados, com o intuito de identificar os efeitos de cada uma das fontes geradoras de ruído e vibração, de modo a definir qual a influência que cada um desses efeitos gera na percepção de qualidade e conforto no interior do veículo.

Entre os métodos mais utilizados em problemas de acústica e vibração pode-se citar: elementos finitos (numérico), método da onda (numérico), análise modal (experimental) e análise de caminhos de transmissão. Esse último, conhecido na literatura como TPA (*Transfer Path Analysis*), SPC (*Source Path Contribution*) ou ainda NPA (*Noise Path Analysis*) é capaz de descrever o comportamento dinâmico de um sistema quando submetido a forças operacionais (Moura, 2016).

Métodos de análise de caminho de transferência são capazes de estratificar a contribuição das fontes na composição do ruído interno (Plunt, 2005). Existem vários aspectos metodológicos que podem ser utilizados (Van der Auweraer, 2007). Algumas abordagens são de aplicação prática e rápida, porém, não consideram os efeitos de acoplamento que podem, às vezes, mascarar importantes comportamentos físicos. Outras abordagens produzem resultados mais precisos, no entanto, não são fáceis de aplicar e exigem mais tempo, especialmente em instrumentação veicular (Sottek, 2006). A principal diferença entre essas técnicas é a intenção de eliminar os efeitos de acoplamento durante as medições (Knapen, 1999).

O conhecimento da trajetória pela qual a energia percorre, antes de encontrar elementos internos, é fundamental para o entendimento completo do problema. Torna-se cada vez mais difícil distinguir com clareza a origem do ruído, uma vez que também é gerado pela interação proveniente de fontes secundárias (Brizon, 2012). Muito embora o grau de correlação entre as fontes (exemplo: motor e sistema de descarga) dificulte o processo, a técnica de TPA é capaz de considerar todos esses fatores e, efetivamente, desacoplar e caracterizar os caminhos.

Portanto, conforme avaliado por Moura (2016), para obtenção da contribuição individual de cada uma das fontes, o método mais indicado é a Análise de Caminhos de Transmissão. Através deste método, é possível, em condições reais de operação, correlacionar: os efeitos

das fontes, as características de vibração do veículo e a resposta dinâmica no ponto receptor. Ele permite que os fenômenos observados (ruído ou vibração percebida pelos ocupantes do veículo) sejam divididos em contribuições individualizadas. O sistema ativo é definido pelas fontes geradoras e o sistema passivo é representado pelos caminhos de propagação desde a fonte até o receptor.

Mais especificamente, ao realizar a comparação aprofundada dos principais métodos indiretos de estimativa de forças operacionais e técnicas de cálculo, para o caso de transmissão via estrutura, Moura (2016) conclui que o método completo de Inversão da Matriz de Acelerâncias com Indicadores é o mais adequado para desacoplamento de efeitos, principalmente em fenômenos multifatoriais, como é o caso do *booming noise*, e por essa razão será definido como a metodologia do presente estudo, conforme visto adiante.

3.1 O Modelo de Análise de Caminhos de Transmissão

A análise por trajetórias de transferência (TPA) é uma técnica utilizada para modelar os caminhos de transmissão vibro-acústicos, por meio da estimação dos sinais que chegam até os receptores, o que comumente é representado pelos ocupantes do veículo (Bauzer, 2008).

Nos modelos utilizados por esse método, aplica-se o conceito de fonte-caminho-receptor, conforme definido na FIG 3.1, onde cada ligação (ou caminho) entre a fonte geradora de ruído ou vibração e o receptor é considerada. Os receptores nesse caso são o ruído interno ou a vibração percebida em algum ponto do veículo pelo cliente.

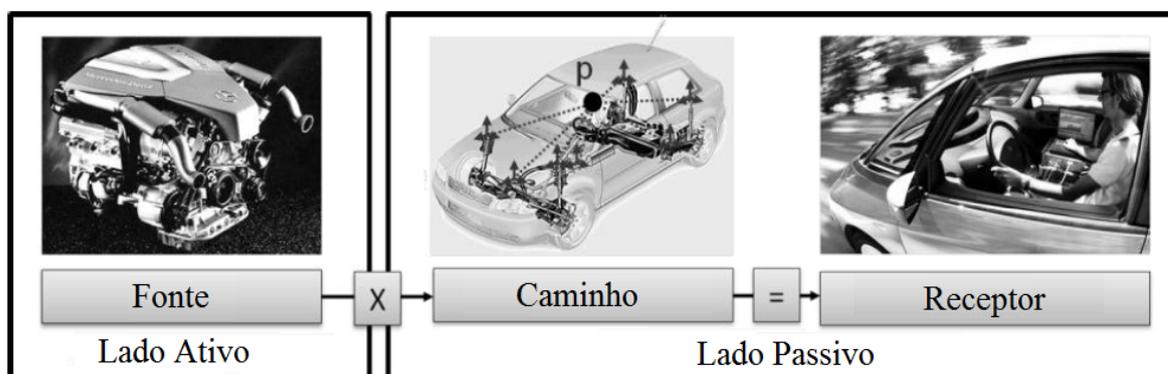


FIGURA 3.1 – Modelo de análise de caminhos de transmissão (Gajdàtsy, 2011)

“A aplicação desses métodos em um veículo pode ser utilizada para determinar as contribuições das fontes nos níveis de ruído interno de diferentes trajetórias. Dependendo dos caminhos predominantes identificados, diferentes formas de controle devem ser utilizadas, a depender da natureza (via estrutura ou via aérea) e da fonte geradora” (Harrison, 2004). A caracterização das trajetórias permitirá, também, ordená-las de forma a avaliar suas respectivas contribuições individuais. Os projetos poderão, então, ser direcionados a atuar sobre os caminhos mais críticos, a fim de atingir mais rapidamente o nível de conforto acústico solicitado como objetivo (“target”) do modelo.

A técnica necessita basicamente de dois parâmetros: as FRFs (“funções de resposta em frequência”) entre o receptor e os pontos de entrada do sistema em estudo; e a estimação das forças que são aplicadas aos pontos de entrada durante condições normais de operação. Para processos de transferência puramente acústicos, a velocidade de volume da fonte é considerada como parâmetro de entrada. Para modelos em que existem caminhos estruturais, considera-se as forças aplicadas à estrutura (Bauzer, 2008).

Para formulação do método conforme EQ 3.1, Gajdáty (2011) divide as fontes em dois tipos: estruturais e acústicas. Os pontos de entrada dos caminhos de transmissão são definidos na interface entre o lado ativo e lado passivo do sistema. As funções de transferência (FRFs) entre os pontos de entrada dos caminhos e o ponto receptor são denominadas NTF (Noise Transfer Functions), no caso em que a fonte e o receptor são acústicos, ou VTF (Vibration Transfer Functions), no caso que a fonte é estrutural, sendo que o receptor pode ser acústico (ruído estrutural) ou vibratório:

$$y_k(\Omega) = \sum_{i=1}^n VTF_{ik}(\Omega) \times F_i(\Omega) + \sum_{j=1}^p NTF_{jk}(\Omega) \times Q_j(\Omega) \quad (3.1)$$

Onde $F_i(\Omega)$ ($i=1, 2, 3, \dots, n$) são os carregamentos na estrutura, $Q_j(\Omega)$ ($j=1, 2, 3, \dots, n$) os carregamentos acústicos (tipicamente aceleração de volume), $VTF_{ik}(\Omega)$ e $NTF_{jk}(\Omega)$ as funções de resposta do sistema dos pontos de entrada das forças até os pontos de análise.

Todos os termos são quantidades complexas, contendo informação de magnitude e fase relacionada a uma referência global. A parcela real associa-se à parte resistiva, descreve a potência entregue pelo painel ao fluido a ele acoplado e representa a energia que, de fato, será

convertida em energia acústica. A parcela imaginária associa-se à reatância, descreve a potência armazenada pelo sistema e representa a energia que é trocada e/ou cancelada pelo movimento oposto de partes adjacentes do painel, sem se traduzir em potência acústica real (Paulinelli, 2008).

3.2 Método da Inversão da Matriz de Acelerâncias

O Método de Inversão da Matriz de Acelerâncias foi adotado pelo presente trabalho para o cálculo das forças estimadas em condição de operação do sistema, a partir das acelerações medidas nos lados passivos dos pontos de entrada (caminhos), e pela matriz construída a partir das funções de resposta em frequência (acelerâncias), que representam as características de vibração da estrutura.

Trata-se de um método de ampla aplicação, que pode ser utilizado até em casos onde existem conexões como coxins de borracha (enfoque atual), entretanto, requer maior número de dados de medição e demanda maior tempo. O principal problema é o grande número de funções de resposta em frequência que devem ser medidas. Como regra geral, o componente ativo (muitas vezes o motor) necessita ser removido e deve-se ter o dobro do número de respostas em relação ao número de caminhos. Em um caso típico onde são considerados 50 pontos de excitação, devem ser considerados 100 pontos de resposta, resultando em 5000 funções de resposta em frequência medidas (Gajdàtsy, 2011).

Para Roozen (2013), os métodos de análise de caminhos de transmissão podem ser divididos em dois grupos. O primeiro se baseia nas relações de resposta operacional ou medição direta da força, e no segundo, inicialmente se mede as funções de transferência que caracterizam o sistema, e posteriormente, são obtidas as respostas operacionais. A grande vantagem do segundo grupo é que, com as forças estimadas e as funções de resposta em frequência medidas, a resposta pode ser reconstruída como sendo a soma linear das contribuições individuais de cada fonte e, assim, a relação de causa e efeito pode ser avaliada.

Outra vantagem é que a condição de teste apresenta menor influência nos resultados, uma vez que se baseia nas repostas operacionais somente do lado passivo, não tendo problemas, por exemplo, da não linearidade de funcionamento dos coxins de borracha. Além disso, a medição da força com a utilização de sensores de carga apresenta inconvenientes, que fazem com que sua utilização não seja factível em casos práticos na indústria automobilística. Essa forma

direta de medição modificaria os parâmetros estruturais/aéreos e introduziria restrições ao funcionamento normal do veículo (Bauzer, 2008).

3.3 Método da Inversão da Matriz Completa

Conforme a exigência de alto grau de correlação para um fenômeno complexo proposta pelo estudo atual, a solução matemática mais completa para o Método da Inversão da Matriz será abordada. Nesse caso, para cada um dos pontos definidos como caminhos de transmissão, as funções de resposta em frequência são medidas com a excitação na direção do caminho considerado e a resposta relativa ao ponto de excitação (resposta pontual) e também em relação a todos os outros pontos, em todas as direções (respostas cruzadas). Assim, a matriz completa pode ser representada da seguinte maneira (EQ 3.2):

$$H(\Omega) = \begin{bmatrix} \frac{\ddot{x}_{11}}{F_1} & \frac{\ddot{x}_{12}}{F_2} & \cdots & \frac{\ddot{x}_{1n}}{F_n} \\ \frac{\ddot{x}_{21}}{F_1} & \frac{\ddot{x}_{22}}{F_2} & \cdots & \frac{\ddot{x}_{2n}}{F_n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\ddot{x}_{m1}}{F_1} & \frac{\ddot{x}_{m2}}{F_2} & \cdots & \frac{\ddot{x}_{mn}}{F_n} \end{bmatrix} \quad (3.2)$$

A matriz é, então, invertida e multiplicada pelas acelerações operacionais medidas em todos os pontos, nas três direções ortogonais definidas para cada ponto, referenciadas a um sistema de coordenadas global, e assim, são obtidas as forças operacionais pela EQ 3.3:

$$\{F(\Omega)\}_{nx1} = [H(\Omega)]_{n \times m}^{-1} \{\ddot{x}(\Omega)\}_{mx1} \quad (3.3)$$

Para que haja uma solução única, o número de respostas medidas (m) deve ser, pelo menos, igual ao número de forças estimadas (n). Para evitar o mal condicionamento da matriz, Moura (2016), sugere que a técnica de superestimação de valores seja utilizada, ou seja, deve-se ter o número de respostas maior que o número de forças estimadas ($m > n$). Padilha (2006), também demonstrou experimentalmente que o resultado da estimativa é melhorado quando o número de pontos de observação (m) é maior que o número de forças a serem estimadas (n). Basicamente, o procedimento consiste em gerar mais equações (linhas da matriz) do que variáveis (colunas da matriz), ou seja, matrizes onde o número de equações (n) é maior do que o número de variáveis (m).

3.4 Análise de trajetórias de transferência - Método OPAX

Para o caso da trajetória de origem acústica, o modelamento é análogo, trocando-se as acelerações por pressões sonoras operacionais e as forças por velocidades de volume. Além disso, para esse caso será utilizado o método OPAX (do inglês Operational Analysis with eXogeneous Inputs). Trata-se de um novo método de TPA baseado nas abordagens de inversão da matriz, que utiliza modelos paramétricos para estimar as forças operacionais.

O maior objetivo do OPAX é de acelerar o processo de TPA e limitar a quantidade de dados requeridos para sua realização, ao dispensar medições de FRFs na carroceria, pois leva em conta a relação Resposta/Resposta ao invés da abordagem Força/Resposta tradicionalmente utilizada. Por essa razão deve-se atentar para o fato de que interpretações erradas podem ocorrer com mais frequência, ao negligenciar os efeitos de acoplamento, em razão de forças múltiplas e pela consideração de forma geral que cada caminho esteja correlacionado apenas a uma única entrada de força (LMS, 2012).

3.5 Estado da Arte

O conforto acústico tornou-se um dos elementos decisivos no setor automotivo. Os fabricantes o utilizam como índice de qualidade e os clientes o encaram como critério de escolha no momento da compra. A correlação destes fatos se dá pela relação direta entre o som que o veículo emite e a imagem de qualidade que o usuário cria, a partir da percepção dos sons (Paulinelli, 2008).

Wang (2010), afirma que o ruído e a vibração de veículos têm se tornado a cada dia mais importantes para a indústria automotiva, e são, atualmente, uma preocupação para os fabricantes de veículos e de componentes automotivos, por representar um dos mais importantes fatores de qualidade no desenvolvimento do produto.

Por questões de consumo, os veículos estão cada vez mais leves, com isso os problemas relacionados à geração e transmissão de ruído e vibração tendem a aumentar, devido à redução de parâmetros como rigidez e massa. A maior flexibilidade das estruturas também eleva as amplitudes de vibração, demandando soluções acústicas refinadas (Onusic, 2001).

Na audição humana, os estudos mostram que níveis de até 50dB(A) provocam estresse e desconforto. A partir de 65dB(A), a degradação do organismo pode iniciar, podendo-se aumentar o desequilíbrio bioquímico e acarretar riscos para a saúde (Souza, 1992). Por volta de 100dB(A), pode-se ocorrer a perda auditiva (Nunes, 2006). Outra pesquisa (Jian, 2003), comprovou que o ruído no interior de automóveis, quando excede 75dB(A), apresenta influência elevada nas capacidades de atenção e concentração do motorista.

Os fenômenos vibratórios e acústicos estão relacionados a excitações provenientes de diversas fontes, cada uma em um intervalo de frequência característico. O que é percebido dentro do habitáculo é o resultado da interação entre as excitações e as características de vibração do veículo e seus subsistemas (Moura, 2016).

É notório que os fabricantes de automóveis têm investido tempo e dinheiro nas últimas décadas para melhorar o desempenho vibro-acústico dos seus produtos, e que métodos baseados em tentativa e erro, onde não existe um conhecimento prévio do comportamento das fontes, aumentam as dificuldades e os tempos de análise no desenvolvimento do produto (Moura, 2016). Por isso, é importante que as fontes sejam corretamente identificadas para que efeitos indesejados causados pelo ruído e vibração sejam atenuados ou, em alguns casos, até eliminados, com base em métodos de caracterização das fontes, dos caminhos de transmissão e do receptor. Nesses métodos, a resposta total é obtida pela sobreposição das contribuições de cada um dos caminhos de transmissão (Fouladi, 2008).

Guski (1997), afirma que o desempenho acústico de um veículo e o melhoramento de seu conforto sonoro é um dos maiores campos no qual a qualidade sonora tem se mostrado como um conceito padrão na fase de projeto. Para Kang (2010), estabelece-se, primeiramente, a meta de qualidade sonora, de forma que o veículo harmonize com a identidade global e a imagem passada pela marca. Em segundo lugar, o objetivo acústico interior é, então, transferido para o nível dos sistemas, fazendo o uso da análise de TPA (*“Transfer Path Analysis”*), em que a fonte de contribuição e os caminhos de transferência são identificados.

Na década de 80, a análise por trajetórias de transferência (*Transfer Path Analysis*, ou TPA) começou a ser desenvolvida. Com ela, é possível estimar, de forma determinística, a pressão sonora no interior do veículo pelo somatório da contribuição das trajetórias (também chamadas de caminhos), podendo-se avaliar a influência de cada uma. As trajetórias vibro-acústicas caracterizam o comportamento físico do automóvel através de métodos

experimentais. Funções espectrais relacionam parâmetros de entrada vinculados às fontes, e parâmetros de saída vinculados à percepção dos receptores (Paulinelli, 2008). Nos últimos dez anos, sua importância obteve crescimento considerável, principalmente no setor automotivo. Diversas aplicações foram desenvolvidas visando avaliar vários tipos de fontes de ruído veicular, bem como otimizar os caminhos pela correlação de modelos teóricos e experimentais (SAE, 2007).

Segundo Gajdáty (2011), o objetivo principal do método de análise de caminhos de transmissão é a identificação dos componentes ativos, ou fontes mais importantes, e quais os caminhos pelos quais essa energia se propaga, para assim, encontrar uma solução eficiente para o problema vibro acústico.

Harrison (2004), apresenta a importância do método de análise de caminhos de transmissão para determinar as contribuições no ruído interno de cada fonte que transmite energia por diferentes caminhos, pois, dependendo da natureza do caminho predominante, diferentes formas de controle devem ser aplicadas.

Conforme verificado por Moura (2016), realizando-se o cálculo de TPA com o método da matriz completa com indicadores, ótimos resultados de reconstrução do ruído e vibração podem ser obtidos. Mesmo que não seja possível diminuir o tempo de estimativas de forças operacionais, é possível utilizar as forças estimadas em avaliações de *benchmarking*, ou então para alimentar modelos de simulação numérica, e com isso, é possível identificar, de forma antecipada, inconvenientes e corrigi-los ainda antes da construção dos primeiros protótipos, fato que possibilitaria a diminuição dos tempos de desenvolvimento de um novo produto e pouparia recursos em retrabalhos.

O tempo necessário para medição de todas as funções de resposta em frequência que representam o comportamento dinâmico da estrutura é elevado, pois, além das respostas pontuais (ponto de excitação coincidente com o ponto de resposta), também devem ser medidas todas as respostas cruzadas entre os pontos considerados como caminhos de transmissão (Moura, 2016).

Uma solução para identificação dos carregamentos poderia ser a medição direta com a utilização de células de carga, entretanto, na maioria dos casos, a instalação dos equipamentos na interface entre os lados ativo e passivo não é possível, devido a restrições de espaço e

distorção da condição de montagem dos coxins (Gajdàtsy, 2011). A introdução de um sensor de força (15mm de altura) poderia modificar as condições do veículo (massa e rigidez no ponto de conexão e posição da força de entrada) e, então, potencialmente todas as contribuições dos caminhos (Ahlersmeyer, 2010).

Porém, os resultados obtidos por Moura (2016), revelaram que, para garantir a confiabilidade da estimativa de forças operacionais, é evidente que o método da Matriz Completa com Indicadores deve ser utilizado, e que os modelos simplificados de estimativa de forças não são recomendados, principalmente em análises de vibração.

Devido à complexidade das estruturas automotivas e à grande quantidade de fontes de ruído instaladas nas estruturas, as trajetórias vibro-acústicas não são facilmente identificáveis. A existência de correlação entre as fontes - motor e sistema de descarga, por exemplo - dificulta a identificação das trajetórias. Plunt (2005), apresentou estudos de casos práticos de aplicação do TPA e concluiu que se trata de uma ferramenta poderosa para identificar trajetórias complexas e deu relevância à correlação da TPA com modelos em elementos finitos para diagnóstico de problemas e modificações não muito óbvias.

Carvalho (2003), especifica possíveis caminhos pelos quais a energia gerada pelas fontes é transmitida para o interior do veículo. Estruturas como painel corta-fogo e os assoalhos são os principais irradiadores do ruído interno, pois apresentam geometria próxima da plana, áreas consideráveis e estão localizados em regiões estratégicas na transferência de ruído e vibração.

Os pontos de conexão entre as fontes e a estrutura são pontos críticos na trajetória de transferência. Quanto maior o “descasamento” de impedância nesses pontos, menor é a vibração transmitida da fonte para a estrutura (Padilha, 2006). Entende-se por “descasamento” ou desacoplamento, a diferença significativa da impedância mecânica entre duas partes da estrutura por onde se propagam ondas de vibração. A inserção de elementos de filtragem (coxins do motor são os mais conhecidos) entre as principais fontes e a estrutura do veículo permite esse descasamento. O parâmetro para analisar o comportamento da conexão é a rigidez dinâmica, que descreve a razão entre a força aplicada e o decorrente deslocamento ao longo do espectro de frequências. No projeto de automóveis, é comum a especificação da rigidez dinâmica do coxim algumas dezenas de vezes menor que a rigidez dinâmica da estrutura onde é instalado. Esse descasamento tem o objetivo de reduzir, no mínimo, 20 dB da vibração que é transmitida ao chassi e à carroceria (Paulinelli, 2008).

A partir do conhecimento mais detalhado do comportamento físico do veículo com a aplicação da técnica de TPA, uma série de componentes pode ser projetada de forma mais eficiente do ponto de vista de NVH (Paulinelli, 2008):

- As estruturas poderão ser calculadas de forma a atender parâmetros mais específicos de transmissão de vibração.
- Parâmetros como rigidez dinâmica dos pontos de fixação à estrutura podem se tornar variáveis mais controladas em projeto.
- As características dinâmicas dos elementos isoladores podem ser inseridas num contexto mais completo.
- A definição dos pacotes acústicos (*sound packages*) poderá estar acompanhada de objetivos mais detalhados.
- Os fornecedores dos elementos isolantes - coxins e suspensão do motor, por exemplo - receberão informações mais detalhadas do comportamento dinâmico desejado.

O conhecimento das trajetórias de transmissão de ruído e vibração é de fundamental importância no desenvolvimento de veículos automotivos, em razão da complexa dinâmica de funcionamento, desde a transformação de energia pelo motor, passando pela estrutura que as sustenta, até a utilização de acessórios internos. Constitui-se, portanto, num sistema com múltiplas entradas, dotado de inúmeras funções de transferências que, além de apresentarem correlações diretas entre um ponto de entrada e um ponto de saída, representam correlações cruzadas que influenciam outros pontos de entrada e saída (Guimarães, 2007).

O ruído interno em um veículo não depende apenas das fontes de ruído e de vibração, uma vez que os caminhos de transmissão entre as fontes e os receptores (ocupantes do veículo) também são de grande importância. Em um veículo usual (carro de passeio), o ruído transmitido pela estrutura predomina em baixas frequências, abaixo de 200 Hz, enquanto que o ruído transmitido por via aérea predomina acima de 500 Hz. Na faixa de frequências intermediárias, ambos os caminhos de transmissão têm, normalmente, níveis de importância combinados (Vigé, 2010).

Goetchius (2010), mostra que o ruído estrutural é geralmente percebido no intervalo de frequência de 20-600Hz, enquanto o ruído aéreo pode ser percebido no intervalo de 400-10000Hz. Dessa forma, de acordo com o previsto pela literatura, dada a faixa de frequência

em que ocorre o problema de *booming noise* investigado no presente trabalho, espera-se que a parcela de contribuição mais significativa seja por via estrutural, e que a parcela de transmissão por via aérea não seja representativa como causa raiz na geração do fenômeno, conforme será visto adiante.

Bravo (2002), utilizou um sistema ativo para controlar o ruído de *booming* produzido no interior de uma van com motor de 4 cilindros, quando a segunda ordem excita os modos normais do habitáculo. O sistema ativo, formado por seis microfones (sensores de erro) e seis alto-falantes (fontes secundárias), foi capaz de reduzir o nível de ruído interno na faixa de frequência de 50-150Hz (ocorrência típica do *booming noise*), ao atuar nas posições que evitassem os modos da cavidade acústica. O experimento foi realizado na condição de máxima aceleração para a terceira e quarta marcha, exatamente conforme o presente trabalho.

Sakamoto (1981), revela que “o *booming noise* produzido em carros compactos, particularmente para os que possuem motores de 4 cilindros, é causado por forças de excitação, como o segundo harmônico da força inercial do motor”. O estudo mostra que as forças de excitação transmitidas pelo motor para a carroceria através dos coxins, podem ser reduzidas ao adicionar outro vetor de cancelamento a essas forças. Esse novo vetor pode ser obtido usando uma massa controlada em um sistema vibratório de um ou dois graus de liberdade. Os resultados mostraram que quando o mecanismo projetado é adotado em carros da classe dos compactos, o *booming noise* pode ser significativamente reduzido.

Sturesson (2012), cita que, atualmente, os fabricantes automotivos precisam colocar produtos cada vez mais rapidamente no mercado, o que os obriga a diminuir o tempo de desenvolvimento, mas também de serem mais precisos nos desafios de otimização de projeto, onde aspectos adicionais de vibração e ruído exigidos pelo consumidor devem ser levados em conta. O trabalho mostra que com a aplicação da técnica de análise de caminhos de contribuição (TPA), a partir de excitação do sistema motopropulsor em baixas frequências, o processo de definição de objetivos é otimizado e a síntese do comportamento físico obtida. A qualidade de análise dos dados e a eficácia em atingir às expectativas do consumidor relacionadas a NVH, depende muito dos métodos de análise aplicados para estabelecer os objetivos (targets), e a técnica de TPA pode exercer papel fundamental nesse processo.

Wellmann (2007), aponta que os requerimentos dos consumidores em relação a aspectos de conforto aumentaram significativamente, no entanto, frequentemente, caminham na

contramão da necessidade de veículos mais eficientes no consumo de combustível e de produção de veículos mais leves. O aumento de complexidade nos sistemas motopropulsores modernos, assim como a existência de vários subsistemas na arquitetura da linha de transmissão de potência (tração dianteira, traseira ou 4x4 e transmissão automática, manual ou semiautomática), podem tornar a tarefa de integração dos componentes muito difícil. São inúmeros subsistemas, fontes de excitação, problemas de vibração e ruído que surgem nas mais variadas faixas de frequência, e devem ser muito bem entendidas e controladas para garantir um veículo refinado. É muito importante, para o processo de integração, entender que a modificação de componentes pode acarretar em diversos impactos em fenômenos de NVH.

Wyckaert (1996), mostra que a tarefa de otimização vibro-acústica de veículos é complexa, em função das múltiplas interações que existem entre os subcomponentes e a carroceria em uma ampla faixa de frequência. Diferentes metodologias devem ser aplicadas no processo de desenvolvimento, tanto em contribuição aérea, quanto estrutural, no sentido de abordar o automóvel na forma de um sistema estratificado em: fontes, caminhos de transferência e receptores.

Elliott (1995), realizou um trabalho experimental de forma a correlacionar a avaliação subjetiva dos consumidores a dados objetivos, similar ao estudo de Brizon (2012), para que o processo de análise da concorrência, juntamente com a definição de objetivos vibro-acústicos de um novo projeto, possam ser refinados. Os resultados mostraram que existem níveis consistentes entre a avaliação subjetiva e os níveis de *booming noise*.

Nishio (1991), ao propor uma nova abordagem de desenvolvimento de um sistema de admissão com baixos níveis de ruído, mostra que vários estudos são realizados para aumentar o conforto e produzir habitáculos veiculares mais silenciosos. O ruído advindo do motor, visto como a principal fonte do automóvel, após anos de estudos, tem apresentado níveis muito mais baixos de emissão. No entanto, fontes menos representativas no passado, como é o caso do sistema de aspiração, passaram rapidamente a serem notadas pelo consumidor, em razão da diminuição do nível de ruído de forma geral. Nesse contexto, os resultados mostram que além de objetivar a eficiência volumétrica do motor, pode-se, claramente, ainda na fase de projeto, desenvolver de forma integrativa, sistemas de aspiração que apresentem baixa emissão de ruído, aumentando o conforto do consumidor.

Frederiksen (2003), discute um modelo analítico para simular o *booming noise* em um veículo com tração dianteira, causado pela frequência de combustão do motor que excita o modo de flexão do eixo de tração, resultando em um problema de ruído e vibração para o cliente. Foi verificada a existência de um desbalanceamento em função do movimento dos pistões e conexões.

Brandl (1997), já mostrava que os níveis de ruído interno tinham reduzido muito de maneira geral no mercado automobilístico, até mesmo carros compactos apresentavam boas qualidades sonoras naquela época. Esse esforço geral dos fabricantes tem trazido uma redução nos efeitos combinados de ruído e vibração sentidos pelos ocupantes do veículo até hoje. Porém, ressalta-se no estudo que, para haver uma melhora contínua na qualidade, apenas a otimização separada de cada uma das fontes não é mais uma abordagem adequada. Deve-se possuir um completo entendimento do efeito combinado no ruído veicular, para obtenção satisfatória de qualidade sonora, que viabilize a elaboração de um projeto de custo-benefício adequado.

Joachim (1981), empregou uma técnica de elementos finitos, associada com a análise de Fourier, para identificar regiões que causavam *booming noise* em um veículo. Naquela época, o ruído era descrito como uma alta amplitude que ocorria na faixa de frequência de 127-140Hz (exatamente a mesma faixa estudada no presente estudo), causado por forças transmitidas para a carroceria, a partir da vibração do motor nos seus coxins. A causa raiz diagnosticada do fenômeno foi que as vibrações dos painéis excitavam o segundo modo de cavidade acústico longitudinal do habitáculo. Vários painéis foram identificados como significantes para essa resposta acústica e, ao adicionar massas com o intuito de mudar o comportamento vibracional dessas estruturas, obtiveram uma redução de 8dB na amplitude do ruído interno, uma vez que o modo acústico deixou de ser excitado.

Muller (1996), atesta que a dirigibilidade e o comportamento acústico do veículo é significativamente afetado pela vibração transmitida do motor para a carroceria através dos coxins. Ao avaliar os métodos experimentais e estratégias de cálculo no projeto e concepção de coxins, indica que o papel da técnica de análise de caminhos de transferência (TPA) para a otimização desses componentes é fundamental.

Hwang (2009), revela que uma forma muito comum e eficaz de reduzir problemas de segunda ordem, causados por forças inerciais das massas oscilantes desbalanceadas no interior do motor, é a utilização de um eixo de balanceamento (BSM – *balance shaft module*). No

entanto, para carros menores, representa altos custos de investimentos e pode acarretar maior consumo de combustível. Então, aplicando o método de análise de TPA em um veículo com motor de 4 cilindros, os coxins foram indicados como os caminhos de maior contribuição para a geração de *booming noise* no habitáculo e, ao aplicar técnicas de sintonização de características dinâmicas nos coxins, mitigou-se efetivamente o ruído de *booming*.

Park (2009), avaliou a associação entre as características dinâmicas do sistema de fixação frontal da carroceria e a performance de NVH de um veículo, com enfoque em *booming noise* e ruído de rodagem. Após análise dos caminhos de contribuição, ao alterar as características de rigidez dinâmica da estrutura de sustentação frontal do motor, otimizando a rigidez dinâmica da borracha dos coxins e considerando as frequências das forças de excitação do motor, o *booming noise* foi reduzido.

Sung (2011), elaborou um modelo de elementos finitos estrutural-acústico de um veículo automotivo, para avaliar efeitos de modificações estruturais e acústicas na redução de *booming noise* no interior do habitáculo. O modelo estrutural foi desenvolvido e acoplado ao modelo de cavidade acústica para reproduzir resultados confiáveis, revelando a participação modal dos painéis com picos em determinadas frequências. Por fim, define-se que o *booming noise* ocorre a partir da integração dos efeitos de: vibração dos painéis de maior participação, modos de vibração da carroceria e participação da cavidade acústica.

Gupta (2014), realizou um estudo em um veículo do segmento B do mercado automobilístico para identificar e solucionar o problema de *booming noise* a baixas frequências. Segundo o autor, uma das maiores causas de deterioração da qualidade sonora no habitáculo é a presença de *booming noise*, causado por transmissão vibracional por via estrutural em frequências de 20-300Hz. Na geração do fenômeno, que é incômodo ao consumidor, excitações da estrada ou do sistema motopropulsor são transmitidas por vários caminhos para os painéis de vibração que excitam os modos de cavidade acústica, acarretando altas amplitudes de ruído em baixas frequências. A explicação teórica revela que a vibração estrutural desses painéis causa a deformação do ar dentro da cavidade e excita os modos acústicos. Por sua vez, a estrutura flexível responde às mudanças ocorridas na cavidade, resultando em um acoplamento entre o deslocamento estrutural e a mudança de pressão no interior do habitáculo. Ao testar soluções para reduzir o *booming noise*, o desacoplamento dos modos estruturais e acústicos (cavidade), a partir da modificação dos painéis de vibração, apresentou eficácia na validação experimental.

Dubbaka (2003), propôs uma metodologia de definição de objetivos estratificados de desempenho vibro-acústicos a partir da técnica de análise de contribuição de caminhos (TPA). A ideia foi realizar a aquisição de dados de ruído e vibração, sob diversas condições de teste, de um veículo escolhido como meta e outro de referência. Então, técnicas de TPA reversas puderam ser utilizadas para quantificar e definir os objetivos dos subsistemas do novo veículo, baseando-se nos objetivos simulados e modelos previstos para o produto. A abordagem é muito semelhante à proposta pelo presente trabalho, no entanto, o estudo de caso foi realizado para o caso de excitação no sistema de suspensão advinda da estrada.

Gosain (2010), cita que uma das áreas que ainda mais necessita refinamento em NVH é o *booming noise* no habitáculo, principalmente em carros compactos. É mostrado que a prática de reforçar avaliações experimentais com metodologias de cálculo numérico, no processo de desenvolvimento de um projeto novo, pode revelar informações importantes. As mudanças estruturais que foram executadas no veículo, a partir do uso da metodologia híbrida, foram capazes de reduzir o ruído e a troca de um motor de 4 cilindros para outro de 3 cilindros, com a mesma estrutura da carroceria, evitaria o aparecimento do *booming noise*.

Duan (2009), mostrou que massas de amortecimento sintonizadas em frequências específicas (TMD – *Tuned Mass Damper*), são capazes de resolver problemas de *booming noise* no interior do habitáculo veicular, quando a causa raiz é composta por excitações advindas do motor e da estrada.

Britto (2016), afirma que a ressonância entre o volume de ar do habitáculo veicular e a excitação advinda do motor gera o fenômeno de *booming noise*, que perturba drasticamente a qualidade sonora da cavidade. As causas mais comuns para o fenômeno ocorrer em velocidades altas incluem: variação de torque no motor, comportamento dos sistemas de admissão e exaustão, e desbalanceamento de pneus causados por ressonância auxiliar do motor. O objeto de prova do estudo em questão é um carro de passageiros compactos, que apresenta *booming noise* a 100-120Hz, onde algumas das soluções encontradas para o problema são: massa de amortecimento sintonizada em frequências específicas (*damper*), aumento de espessura da estrutura e características de massa nos caminhos de transmissão. O autor acrescenta que uma análise de custo-benefício deve ser realizada sob a ótica do cliente.

Flanigan (1984), criou uma técnica de modelagem para prever comportamentos de *booming noise* ainda na fase de concepção de projeto de um novo veículo. Apesar de limitado e com enfoque em frequências mais baixas (20-80Hz), o estudo mostrou que o fenômeno é dependente das características vibracionais dos painéis, assim como das propriedades acústicas do ar, utilizando um método modal, a partir de variáveis auxiliares, para acoplar os modelos da estrutura de carroceria e da cavidade acústica.

Madjlesi (2003), revela que as técnicas de otimização dos projetos dos coxins do motor devem ser priorizadas na fase de projeto para evitar problemas futuros de NVH. Muitos dos problemas são descobertos apenas de forma tardia no processo de desenvolvimento, quando a flexibilidade já é limitada. O dispêndio de recursos é muito maior para resolver problemas não previstos nas etapas finais de desenvolvimento, uma vez que requer muitas horas de teste e a construção de protótipos, e é exatamente por essa razão, que se deve possuir um modelo experimental representativo, que permita o conhecimento detalhado do comportamento integrado do veículo como um todo.

Chatterjee (2016), afirma que a vibração transmitida por via estrutural, a partir do motor, é transferida para a carroceria através dos coxins e componentes do sistema motopropulsor. Essas vibrações induzidas na carroceria podem, algumas vezes, fazer com que a cavidade acústica do veículo entre em ressonância, o que resulta em um ruído que incomoda e perturba os passageiros, denominado *booming noise*. A identificação das frequências modais dominantes no fenômeno e os principais painéis de participação devem ser cuidadosamente analisados e estratificados, compondo os alvos prioritários nos novos projetos, que devem apresentar melhorias ainda nas etapas de concepção e desenvolvimento.

Kang (2016), mostra que a flutuação de torque, causada pela variação de pressão durante os eventos de combustão, excita a carroceria do veículo e acarreta a vibração de componentes que resultam em *booming noise* no interior da cavidade. Algumas das soluções mostradas incluem massas sintonizadas em frequências específicas (*dampers*) e a mudança do ponto de operação do motor, esta que não se converte em uma proposta de solução prática, pois eleva muito o custo de projeto e sacrifica a eficiência de consumo de combustível.

Kohli (2014), atesta que o conforto e qualidade sonora apresentados pelos veículos, atualmente, é fruto de anos de pesquisa de engenheiros de NVH, que foram capazes de atenuar tanto o ruído gerado pelas principais fontes do automóvel (motor, transmissão e

excitação da estrada), que outras fontes (aspiração, exaustão e pneus) passaram a ser perceptíveis no interior dos veículos. Existem muitos métodos ativos e passivos para reduzir a emissão pontual e individualizada de cada uma dessas fontes, porém, um cuidado muito importante deve ser levado na eliminação dos efeitos de ressonâncias de cavidade. A análise modal acústica emerge-se nesse cenário, como fator crucial no entendimento do comportamento modal e identificação de acoplamento acústico-estrutural.

Guedes (2003), mostra que o ruído interno resultante em um veículo é a soma das contribuições de diversos subsistemas e seus caminhos de transmissão (por via estrutural ou aérea) até os ouvidos do motorista. A companhia Ford Motor utiliza um software capaz de estimar o ruído interno final em um veículo, a partir do comportamento vibracional e acústico de cada uma das fontes. Dessa forma, para o desenvolvimento do projeto de uma pick-up, a frequência de ocorrência de um fenômeno de *booming* foi identificada, os principais caminhos de contribuição analisados, e isso fez com que o processo de definição de objetivos e metas de desempenho (VTS – *Vehicle Target Setting*) para cada um dos componentes fosse reavaliado, de forma a mitigar o problema previsto ainda na fase de projeto.

4 METODOLOGIA

A seguir, descreve-se o veículo e dispositivos utilizados para a realização dos testes, conforme o procedimento experimental adotado.

4.1 Condições de teste

Os testes foram realizados, basicamente, em duas condições distintas:

- Avaliação em estrada
- Avaliação em câmara acústica

As medições na estrada ocorreram em vias públicas nacionais nos municípios de Belo Horizonte, Nova Lima e Brumadinho, onde é possível desenvolver altas velocidades. Já para medições em câmara, realizou-se testes no Laboratório de Acústica e Vibrações da FIAT Automóveis S/A, em Betim – MG. O mesmo é equipado com um dinamômetro de rolo duplo com potência de 200 HP, possui paredes revestidas com painéis compostos por lã de vidro e chapa perfurada com as dimensões de: comprimento 9,7m; largura 7,6m; e altura 4,6m.

Os testes em estradas são importantes pois remetem a condições reais de operação do veículo, no entanto, demandam maior tempo e recurso. Na escala industrial, em que se apresenta a metodologia do presente trabalho, quando se almeja apenas verificar a influência no comportamento do ruído interno em função de propostas de modificação do veículo, é mais indicado realizar os testes na câmara acústica em dinamômetro e apenas partir para experimentos na estrada como validação final de propostas, com o intuito de confirmar se os efeitos observados em câmara também se reproduzem em condições reais de operação.

A avaliação em câmara acústica apresenta como principal vantagem a minimização de variações nas provas tais como: ruídos aleatórios, condições de temperatura e vento, etc. Entretanto, os resultados não reproduzem fielmente a percepção de conforto acústico e vibracional do cliente, uma vez que extingue-se a presença do ruído de rodagem do eixo traseiro, bem como o efeito do ruído aerodinâmico (Brizon, 2012).

Dessa forma, a caracterização primária do veículo foi realizada em estrada de asfalto liso para diferentes marchas nas manobras de: aceleração lenta/veloz e desaceleração veloz. A partir daí, analisou-se aspectos da ocorrência do *booming noise* e restringiu-se o enfoque na faixa de frequência, ordem e rotação do problema, assim como, a manobra crítica a ser considerada nos testes posteriores, estes que, por sua vez, foram realizados na câmara acústica.

Muito embora por vezes alguns parâmetros (tonalidade, periodicidade, mascaramento, frequência, etc.) contribuam para a sensação de incômodo ao cliente, a análise de psicoacústica será descartada do presente trabalho, visto que a própria natureza de caracterização do *booming noise* remete simplesmente a: “elevação brusca da amplitude de pressão medida em um intervalo específico de rotação do motor”. O que se alinha com a descrição subjetiva (“forte presença motora”), permitindo considerar como suficiente e adequada para o escopo da pesquisa, apenas a análise da amplitude de pressão sonora em escala logarítmica (dB), juntamente com a avaliação dos desvios em relação aos objetivos de desempenho vibro-acústicos, definidos na fase de projeto.

4.2 Objeto de prova

O veículo escolhido para medições acústicas e vibracionais é classificado no setor automobilístico como segmento B (compactos), caracterizado por “hatches” médios com motores acima de 1000 cilindradas. Além da representatividade e importância de mercado, foi no qual a ocorrência do fenômeno de *booming noise* mais se pronunciou, acarretando forte impacto para o consumidor. Apesar de possuir motor bicom bustível, todos os ensaios foram realizados com abastecimento de etanol - condição mais crítica de torque e, conseqüentemente, maior excitação da carroceria pelo sistema motopropulsor.

Vale ressaltar que os resultados encontrados para este veículo, os quais serão apresentados na seção subsequente, possuem relevância geral no contexto automotivo, uma vez que os fatores que interagem na geração de *booming noise*, definidos a partir de comprovação física, são comuns a todos os veículos, pois enfocam a estratificação conceitual teórica do fenômeno.

4.3 Definição dos pontos de medição

Conforme discutido ao longo da revisão teórica, para estimativa das forças com a utilização de métodos de inversão de matrizes, os dados necessários são:

- acelerações operacionais (trajetórias estruturais);
- níveis de pressão sonora operacionais (trajetórias aéreas);
- todas as funções de resposta em frequência (pontuais e cruzadas);
- funções de transferência – vibratórias, acústica e vibro-acústicas - entre os locais onde são estimadas as forças (pontos de entrada) e onde se deseja obter a resposta (receptor);
- acelerações operacionais dos pontos de superestimação das respostas (indicadores), usados para melhorar o condicionamento matemático da matriz inversa.

O primeiro passo no problema de análise de caminhos de transmissão é a definição dos prováveis pontos de entrada de forças na carroceria do veículo com maior influência na resposta operacional. Para o caso em questão, conforme será visto a partir dos resultados de caracterização inicial do problema, por se tratar de uma condição onde o sistema motopropulsor é a principal fonte geradora, foram escolhidos os três pontos de fixação do motor na carroceria (FIG 4.1) como pontos de entrada, sendo que para cada um deles, mediu-se as respostas em três direções ortogonais entre si, resultando em nove caminhos de transmissão estrutural.

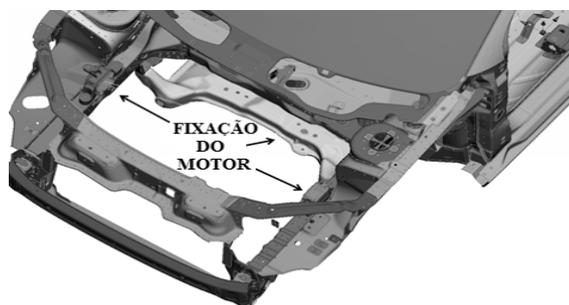


FIGURA 4.1 – Pontos de fixação do motor (caminhos de transmissão)

Em seguida, define-se os locais de aquisição das demais respostas operacionais (vibracionais e acústicas). Como o objetivo é avaliar os efeitos sempre sob a ótica do consumidor, como forma de otimização do direcionamento de investimentos e minimização dos custos no projeto do veículo, define-se os ouvidos do motorista e do passageiro traseiro direito, como os alvos de reconstrução do ruído pelo método TPA.

4.4 Instrumentação

Os sinais referentes a vibração e ruído foram obtidos a partir do equipamento de aquisição de dados (*LMS Scadas Mobile®*), conforme mostrado na FIG 4.2, que possui 40 canais para

permitir a gravação do grande volume de dados de forma simultânea. Os parâmetros de processamento de sinais no tempo e no espectro da frequência foram estudados (Jamaguiva, 2012) e aplicados no *software* (*LMS TestLab® versão 15A*) conforme normativas vigentes.

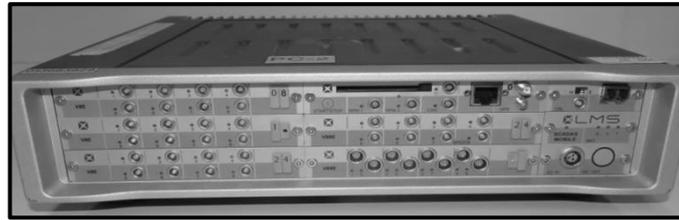


FIGURA 4.2 – Hardware de medição (LMS Scadas Mobile)

Para a instrumentação do veículo foram utilizados acelerômetros tri-axiais e microfones com a seguinte distribuição:

- 06 acelerômetros nos pontos de fixação do motor (lados ativo e passivo);
- 05 acelerômetros nos pontos indicadores
- 01 acelerômetro no trilho do banco;
- 01 microfone no sistema de escapamento;
- 02 microfones no sistema de aspiração;
- 01 microfone no vão motor;
- 01 microfone no sistema de transmissão;
- 02 microfones nas posições do ouvido do motorista;
- 02 microfones nas posições do ouvido do passageiro direito traseiro;

Alguns dos acelerômetros foram instalados, conforme FIG 4.3.



FIGURA 4.3 - Instrumentação dos acelerômetros

Microfones capacitivos foram alocados na posição do motorista (ouvidos esquerdo e direito) e na posição do passageiro traseiro (ouvidos esquerdo e direito), como mostrado na FIG 4.4.

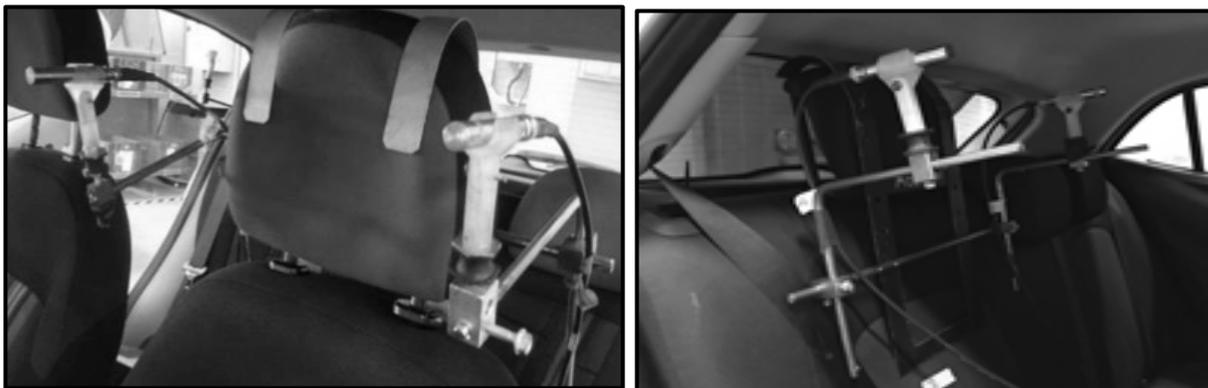


FIGURA 4.4 - Medição do nível de pressão sonora (alvos de reconstrução)

Para medição do ruído de boca de escapamento, seguindo a normativa (FCA, 2010), utilizou-se o suporte de posicionamento do microfone, como mostrado na FIG 4.5.

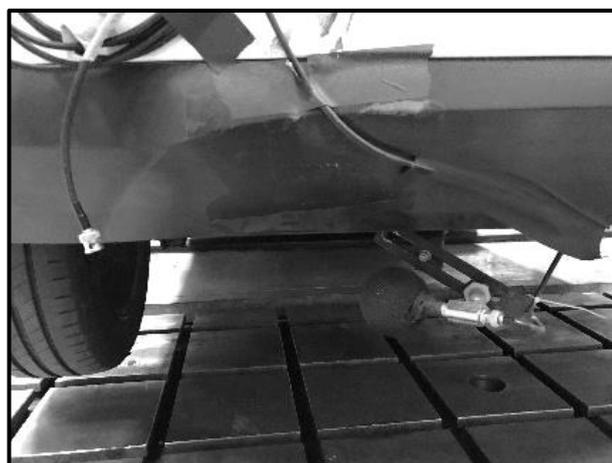


FIGURA 4.5 – Medição do Ruído de Boca de Escapamento

Também foram utilizados microfones para medir o ruído irradiado por transmissão aérea das fontes: aspiração, ruído do vão motor e sistema de transmissão. Esses dois últimos estão mostrados na FIG 4.6, envoltos em círculos amarelos, enquanto o círculo azul indica o posicionamento de um dos acelerômetros usados como indicador.

Os 5 acelerômetros utilizados como indicadores foram alocados em posições distantes da fonte (motor), para trazer informações de comportamento vibracional de regiões com diferentes características dinâmicas – do contrário (caso fossem instalados próximos da fonte), trariam informações redundantes – e para fornecer dados suficientes para melhorar o condicionamento da matriz, conforme abordado pela técnica de superestimação, mostrada na revisão teórica dos métodos de análise de trajetórias vibro-acústicas.

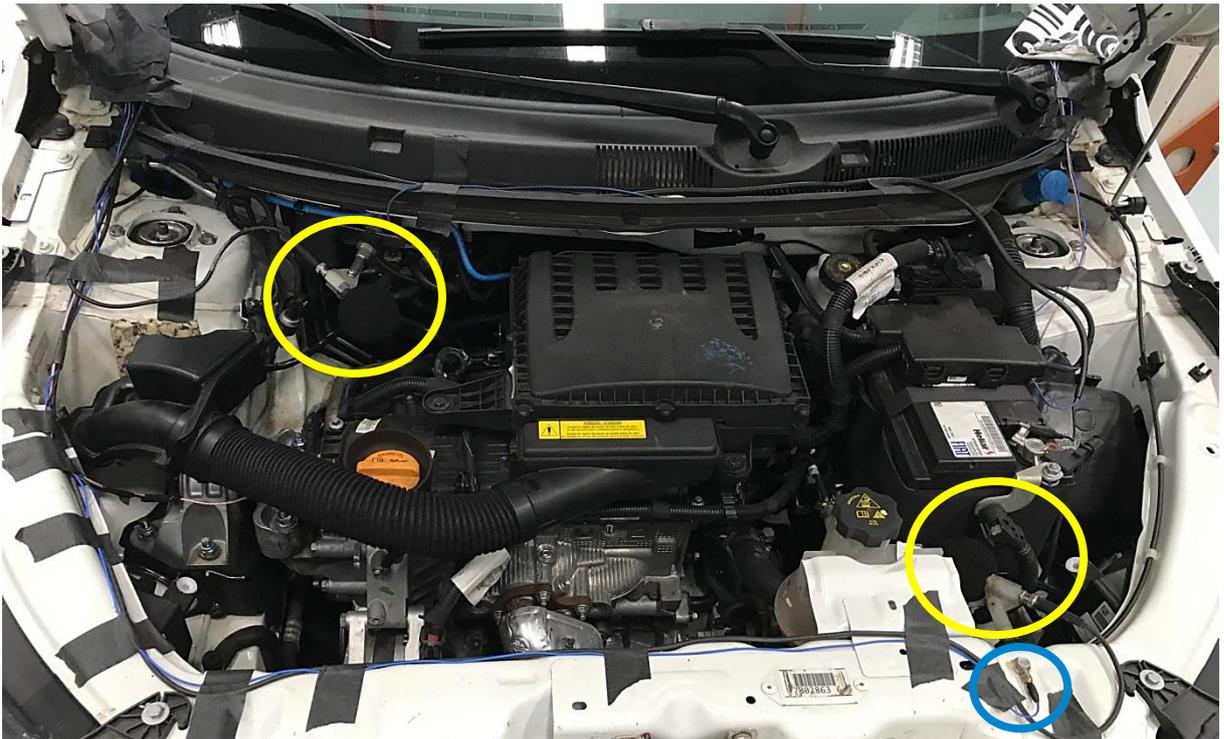


FIGURA 4.6 – Instrumentação do veículo

4.5 Medição das Funções de Resposta em Frequência

Estando os acelerômetros e microfones nos pontos definidos como entrada/indicadores e seus eixos orientados conforme sistema de referência global do veículo, prosseguiu-se com as medições das funções de resposta em frequência. Para tanto, o motor (fonte principal) deve ser desacoplado da estrutura conforme FIG 4.7. Para excitação de cada um dos pontos definidos como caminho de transmissão, foi utilizado um martelo de impacto e, assim, todas as FRFs pontuais e cruzadas foram obtidas. Os valores são medidos nos pontos de respostas, dados em pressão (Pa) para o caso de ruído, e em aceleração (mm/s^2), no caso de vibração.



FIGURA 4.7 – Motor retirado para medição FRF e martelo de impacto

Na condição não-operacional, em que as fontes de ruído e vibração estão desligadas, facilita-se o acesso aos pontos de excitação, e o sistema se comporta mais próximo do ideal linear. O sistema mecânico é analisado estruturalmente e cada trajetória é definida a partir da sua resposta em relação à excitação por fontes artificiais (martelo de impacto) de sinal conhecido.

Para obtenção da FRF recíproca, que descreve o comportamento da trajetória das fontes de irradiação de ruído aéreo em relação aos ouvidos do motorista, uma fonte (alto-falante) ou velocidade de volume $Q(t)$ será aplicada no ponto do receptor, de forma a excitar a estrutura que responde com aceleração $a(t)$, o que define a relação entre a pressão sonora $p(t)$ e a velocidade de volume.

Esse método permite que várias FRFs sejam medidas simultaneamente, uma vez que somente um ponto no volume é excitado. Além disso, o processo não demanda a retirada da fonte (motor) para se ter acesso aos pontos de excitação com o martelo, o que o torna bem menos dispendioso em termos de tempo e de mais fácil aplicação industrial. Por outro lado, o método pode falhar em excitar determinadas frequências de acoplamento modal. Dessa forma, como os dois métodos foram abordados no presente texto, será realizado o confronto comparativo, com o intuito de entender qual apresenta a melhor correlação na reconstrução do ruído pelo método TPA.

Durante a aquisição das FRFs, controlou-se a acurácia das medições a partir da análise em tempo real da função de coerência. Ela representa a fração do espectro que é função linear do sinal de entrada, tendendo à unidade quando a correlação é boa, e à zero quando o contrário é verdadeiro. Esse artifício foi utilizado para descartar medições inadequadas durante os testes, armazenando sempre a média de 5 curvas para cada ponto e direção de excitação.

5 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Para se caracterizar o efeito das fontes, conforme procedimento interno “*FIAT Auto Normazione - Procedura 07736*” (2004), diferentes manobras padronizadas devem ser executadas.

Em se tratando de ruído e vibração do sistema motopropulsor (motor, aspiração e escapamento), as manobras mais indicadas são: aceleração e desaceleração em terceira marcha. Estas devem ser executadas em pista com asfalto liso, com a compressão do pedal para aceleração e liberação para desaceleração, parcial e total, que representam, respectivamente, aceleração/desaceleração lenta e veloz.

Para o ruído e vibração de rodagem do veículo, gerados pelo conjunto do sistema de suspensão, são executadas manobras em desaceleração com o câmbio em neutro, no intuito de minimizar a influência do ruído do motor, geralmente em dois tipos de pista: asfalto liso e áspero (granulação mais grosseira).

Para o ruído aerodinâmico, geralmente são executadas manobras em velocidade constante, na marcha mais alta possível, com o intuito de minimizar a influência do ruído do motor. Entretanto, tal situação não será abordada no presente estudo, por não apresentar relação com o fenômeno avaliado.

Posteriormente, os métodos de avaliação experimentais serão aplicados com o intuito de identificar os efeitos de cada uma das fontes geradoras de ruído e vibração do veículo e, conseqüentemente, definir qual a influência que cada um desses efeitos gera na percepção de qualidade e conforto no interior do veículo, em termos absolutos.

Os testes foram realizados no intervalo de rotação do motor entre 1000rpm e 6000 rpm. Para evitar demasiado volume de dados a serem apresentados na seção de resultados e, após análise experimental de caracterização inicial, define-se a manobra de Aceleração Veloz em Terceira Marcha (AV3) como padrão, por ser a mais adequada para o estudo de estratificação conceitual do problema de *booming noise*. Além disso, adota-se como referência principal, a posição do ouvido direito do motorista. Nessa condição de operação, observa-se que o motor é a principal fonte de contribuição e, devido à característica da manobra, a excitação estrutural é predominante.

Por se tratar de um caso real de um veículo em produção, e devido ao sigilo industrial, foram omitidos os nomes e direções dos caminhos de transmissão, bem como o modelo e versão do veículo analisado. Além disso, propostas de modificações que envolveram, por exemplo, substituição de componentes do sistema de aspiração e prototipagem de coxins do motor, também não puderam ser reveladas em função da confidencialidade envolvida. As hipóteses de estratificação conceitual física do *booming noise* serão definidas a partir da fase de caracterização descrita a seguir, e cada uma delas será investigada conforme etapas de análise.

5.1 Caracterização das fontes

Muito se tem atuado no sentido de reduzir os níveis de ruído das fontes de origem mecânica. Cita-se, como exemplo, a vibração do motor, o ruído de explosão da combustão ar/combustível, caixa de transmissão, sistemas de exaustão e aspiração, ou mesmo ruído pela interação entre pneus e estrada (Callister, 1998). O controle de ruído originado destas fontes pode ser obtido a partir das boas práticas listadas a seguir (Machado, 2016):

- Através de uso de materiais isoladores (absorção sonora e amortecimento de vibração estrutural), 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 isolamento e de dissipação de energia (coxins) que fazem a interface entre a fonte e a carroceria. Torna-se importante, neste sentido, orientar seu posicionamento, considerando o centro de gravidade da fonte (baricentro), distribuindo 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, de forma a evitar situações de ressonâncias (Duarte, 1998);
- Através da adoção de absorvedores dinâmicos de vibrações (sistemas massa mola amortecidos), sintonizados para atuarem nas mesmas frequências de ressonância que se deseja 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 ressonadores de Helmholtz. Estes dispositivos consistem em câmaras cujo volume e interface com o duto são previamente definidos, de forma a sintonizar e neutralizar faixas de frequências específicas de ondas

sonoras de amplitudes elevadas. São utilizados, na maioria dos casos, nas linhas do sistema de aspiração (Gerges, 2005).

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 são importantes no veículo. Um exemplo clássico é a função requerida dos coxins do motor. Para garantir uma filtragem eficiente da vibração, é desejável que estes isoladores apresentem baixa rigidez, entretanto, isoladores com estas características são pouco resistentes à fadiga imposta pelo próprio motor (Gerges, 2005).

Conforme mostrado por Brizon (2012), apesar do elevado índice de reclamação, ruídos de rodagem ou suspensão parecem não impactar diretamente na avaliação subjetiva dos veículos. De forma contrária, ressalta-se que os ruídos provenientes do funcionamento do motor e acessórios, são indicados entre os principais incômodos em estrada e trechos urbanos, sendo os únicos a apresentar relação direta com as notas subjetivas dos consumidores em todos os veículos analisados. Dessa forma, espera-se que para a manobra avaliada, a contribuição do sistema motopropulsor seja dominante na determinação do ruído interno.

Segundo metodologia vigente de definição dos objetivos de desempenho vibro-acústico, o ruído gerado pelo sistema motopropulsor caracteriza-se como o nível de pressão sonora percebida no compartimento de passageiros, gerado pelo motor e subsistemas conectados a ele (aspiração e exaustão), com propagação por via estrutural e aérea. Os objetivos de desempenho para o veículo completo e para cada sistema são definidos para a manobra de aceleração veloz em terceira marcha (AV3). A FIG 5.1 ilustra as fontes e caminhos de propagação do ruído nos subsistemas que compõem o motopropulsor.

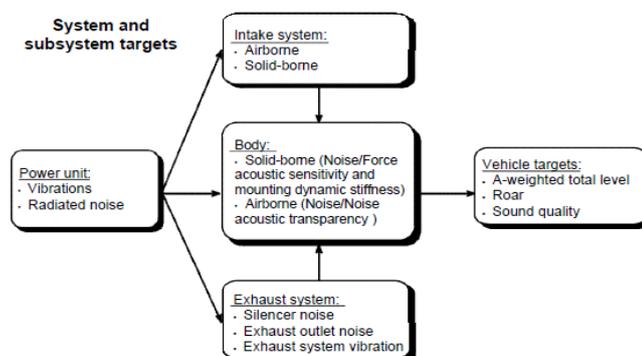


FIGURA 5.1 - Componentes do sistema do motopropulsor para definição de objetivos NVH (Harrison, 2004)

Em primeira análise, conforme será mostrado na seção de resultados, quantifica-se o desvio das curvas de ruído medidas no veículo, em relação ao objetivo proposto na fase inicial de desenvolvimento, de forma a comparar o nível de pressão sonora que excede o valor definido como meta de desempenho de projeto, motivo pelo qual o fenômeno é caracterizado como um problema. Então, avalia-se o desvio de outros subsistemas em relação aos objetivos, como a meta de atenuação de vibração pelos coxins do motor, na tentativa de investigar a eficácia e possíveis falhas da metodologia de definição de objetivos de desempenho vibro-acústico.

O papel dos coxins entre as principais fontes e a estrutura do veículo, além de sustentar as fontes, é aumentar a razão entre a força aplicada e o decorrente deslocamento vibracional no espectro da frequência. No projeto de automóveis, é comum a especificação da rigidez dinâmica do coxim algumas dezenas de vezes menor que a rigidez dinâmica da estrutura onde é instalado. Esse desacoplamento tem o objetivo de reduzir, no mínimo, 20 dB da vibração que é transmitida ao chassi e à carroceria. Portanto, será avaliado o atendimento ou não dessa recomendação no veículo estudado, o que poderá sugerir novos pontos de possíveis mudanças na metodologia de definição de objetivos vibro-acústicos (*targets*).

5.2 Aplicação do TPA

Finalmente, seguindo metodologia definida por Moura (2016), os pontos indicadores utilizados para superestimação de respostas - número de equações maior que o número de incógnitas - foram escolhidos aleatoriamente, preferencialmente distantes dos pontos de entrada, de forma que a resposta obtida tenha características diferentes entre si e, com isso, consigam trazer informação útil para melhoria do condicionamento matemático.

Após coleta dos dados de medição, serão submetidos a técnicas de processamento de sinais, utilizando o *software* computacional *Test.Lab* versão 15A da LMS, que permite a realização do cálculo e ordenamento dos caminhos de contribuição principais, de acordo com a metodologia do TPA (*transfer path analysis*). Além da identificação das contribuições, também foram analisadas as forças estimadas em cada um dos pontos de entrada na carroceria, estratificando-as, inclusive, em cada uma das direções (x,y,z) para entendimento detalhado das possíveis causas raízes do problema.

5.3 Comprovação experimental das hipóteses

Após a caracterização inicial do fenômeno de *booming noise*, em conjunto com a análise dos resultados obtidos pela aplicação do TPA, elabora-se, então, embasado nas diretrizes normativas conceituais dos componentes do sistema motopropulsor, a metodologia experimental de testes a serem realizados para identificação do fenômeno e dos principais caminhos de contribuição, objetivando a determinação e comprovação da causa raiz da ocorrência de *booming noise* e avaliação dos aspectos integrativos entre os objetivos de desempenho de cada um dos subsistemas.

- Os resultados da prova de TPA em estrada de asfalto liso para caracterização inicial foram analisados e subdivididos em grupos para identificação dos principais caminhos de contribuição;
- Realizou-se a análise das ordens pelo diagrama de Campbell;
- Comparou-se os métodos de medição das FRFs (direto e recíproco) sob a ótica de qual resulta na melhor correlação de reconstrução do ruído pela técnica de TPA;
- As manobras realizadas para permitir o estudo da influência do torque foram: Aceleração veloz em 2ª, 3ª, 4ª e 5ª marchas, desaceleração veloz em 2ª e 3ª marchas e Aceleração Lenta em 3ª marcha;
- Para verificação da influência do sistema de aspiração, 2 propostas são testadas: substituição por Duto Plástico para diminuir ruído irradiado e substituição quase completa do sistema;
- Para verificação da influência do sistema de escapamento, realizou-se testes experimentais envolvendo desacoplamento dos pontos de fixação na carroceria, e para análise de sensibilidade modal da suspensão, utilizou-se massas em diferentes posicionamentos;
- Em testes experimentais realizados em câmara acústica, avaliou-se a influência dos caminhos de transmissão (teto e para-brisa) e a existência de possíveis modos de cavidade.
- Por fim, procedeu-se com a investigação do coxim lado motor para o entendimento e definição da causa raiz do *booming noise*, com base na abordagem integrativa do acoplamento de efeitos e a correlação com os objetivos de desempenho do projeto.

6 ANÁLISES E RESULTADOS

Na caracterização inicial, mostrada na FIG 6.1, seguindo o padrão estabelecido de testes para a manobra crítica de aceleração veloz em terceira marcha (AV3), identifica-se o problema de *booming noise* na faixa de rotação de 3600-4200rpm, no qual se apresenta um desvio de 5dB(A) do nível geral (curva preta) de pressão sonora proposto pelo objetivo (curva preta pontilhada) determinado na fase de projeto, aliado a um desvio de 11dB(A) na análise da segunda ordem (vermelho) em relação a meta de desempenho (vermelho pontilhado).

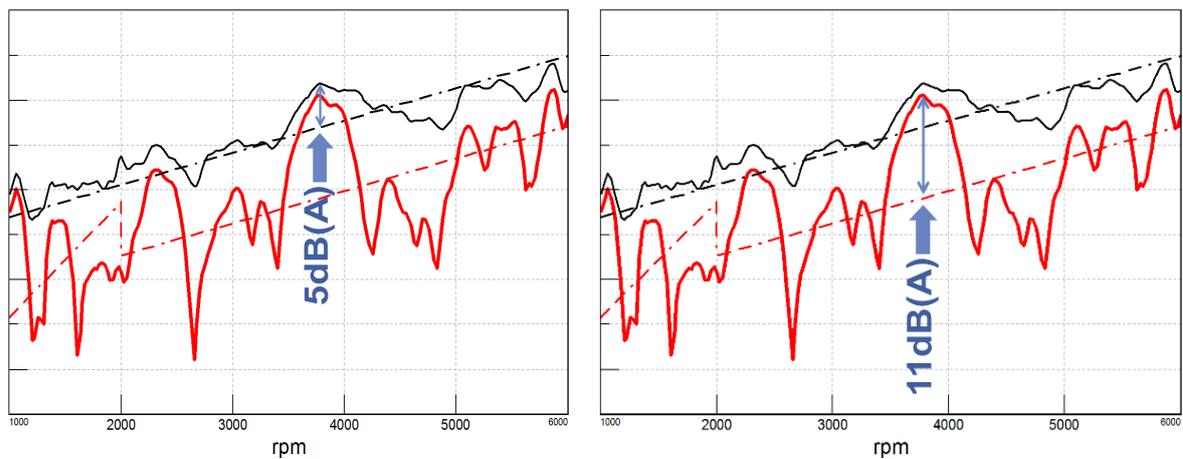


FIGURA 6.1 – Desvio de desempenho do veículo em relação ao objetivo de projeto

A análise de ordem é representada pela ferramenta de *ColorMap* do *LMS Test.Lab* na FIG 6.2.

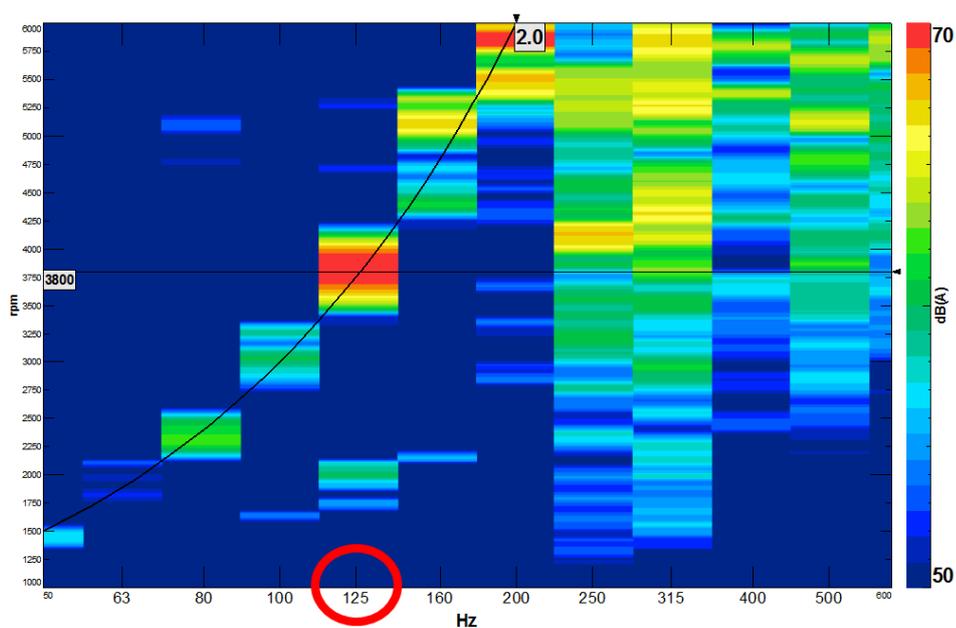


FIGURA 6.2 – Análise de ordem por *ColorMap* (Diagrama de Campbell)

Observa-se, claramente, que a contribuição dominante refere-se a segunda ordem do motor (combustão), o que indica que a fonte do problema se relaciona diretamente com o sistema motopropulsor. Determina-se, então, a faixa de frequências de interesse para as análises subsequentes como 0-200Hz, uma vez que representa a banda da segunda ordem de um motor de quatro cilindros. Segue-se o padrão determinado na metodologia de que as medições mostradas se referem ao ouvido direito do motorista.

Inicialmente, investiga-se o ruído irradiado pelos sistemas de aspiração e escapamento. A FIG 6.3 apresenta a segunda ordem do nível de pressão sonora (transmissão aérea), de cada um dos microfones posicionados nos principais componentes do sistema motopropulsor, por ordem de relevância: aspiração (em vermelho), escapamento, câmbio e motor.

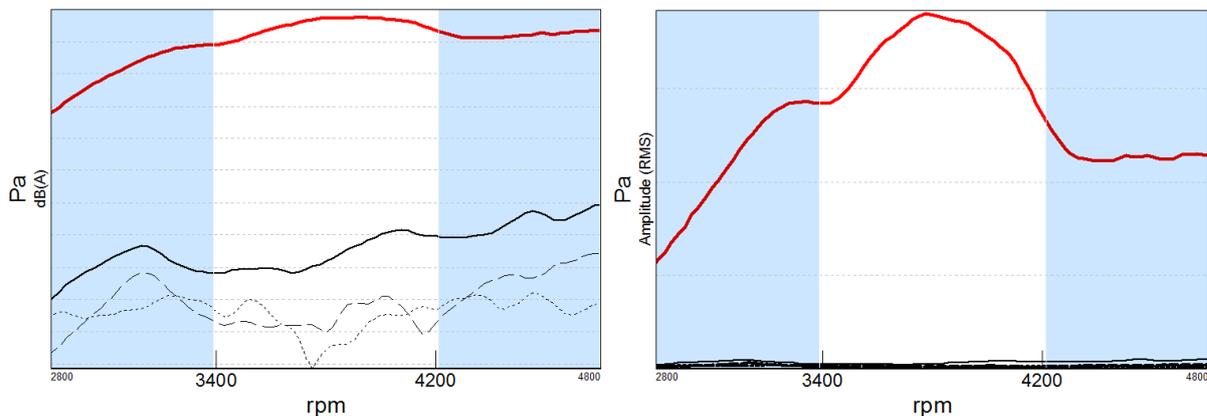


FIGURA 6.3 – Contribuições de ruído transmitido por via aérea

A partir da análise em escala logarítmica (gráfico à esquerda), nota-se a influência dominante do ruído aéreo emitido pelo sistema de aspiração em relação ao câmbio, escapamento e ruído irradiado pelo próprio motor. O gráfico à direita, indica o nível de pressão sonora em amplitude, destacando ainda mais a discrepância entre os níveis de cada fonte, revelando ainda um comportamento de pico na região de ocorrência do *booming noise*, o que direcionou a investigação inicial para o sistema de aspiração.

Duas propostas de atenuação do ruído irradiado pelo sistema de aspiração foram testadas e o resultado de cada uma no ruído interno em segunda ordem, medido na posição do motorista, são mostrados na FIG 6.4. Na primeira proposta de teste, alterou-se o duto de admissão para um duto plástico mais rígido e com irradiação sonora muito baixa, substituindo o de projeto que, devido ao formato “sanfona” e maior flexibilidade, eleva os índices de irradiação de

ruído aéreo. Na segunda proposta, substituiu-se por completo diversos componentes do sistema de aspiração pelo de outro veículo que não apresenta *booming noise*.

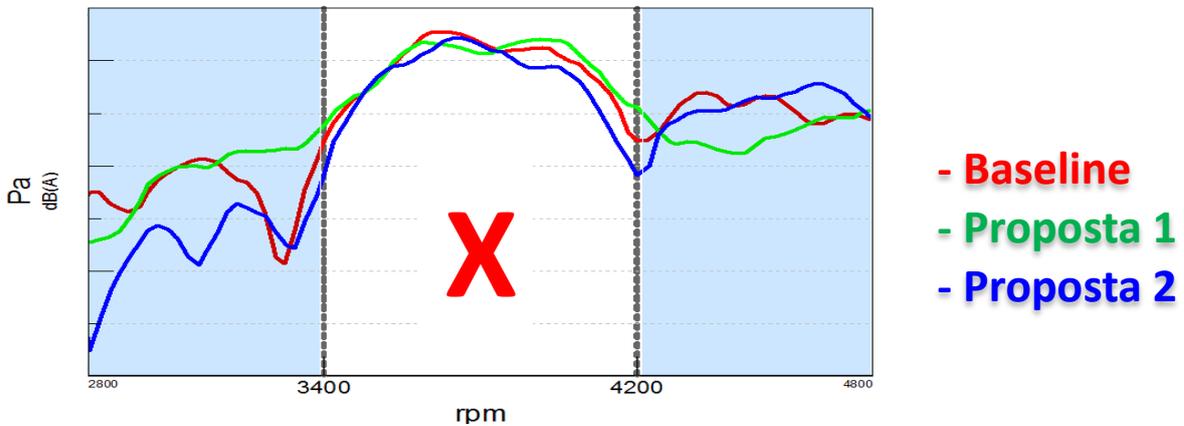


FIGURA 6.4 – Teste Propostas de Aspiração

Nenhuma das propostas revelou ganhos significativos no nível de pressão sonora na posição do motorista para a faixa de rotação do problema, o que elimina as hipóteses de transmissão de ruído aéreo pelo sistema de aspiração, escapamento e pelo próprio motor. Então, partiu-se para a investigação da transmissão de ruído estrutural pelo sistema de escapamento. Elaborou-se apenas o teste de desacoplamento dos pontos de fixação dos suportes da carroceria, uma vez que, conforme visualizado na FIG 6.3, o ruído transmitido pelo sistema de escapamento, por via aérea, apresenta contribuição desprezível e sua análise é descartada. A nova curva de ruído medido na posição do motorista com o desacoplamento do sistema de exaustão é mostrada na FIG 6.5, comparando-a ao veículo de produção. Além disso, em duas novas propostas, utiliza-se massas (11kg concentrado e 5kg distribuídos – Propostas 2 e 3) posicionadas no sistema de suspensão, na tentativa de alterar possíveis modos de vibração que atuassem como fonte para o *booming noise*.

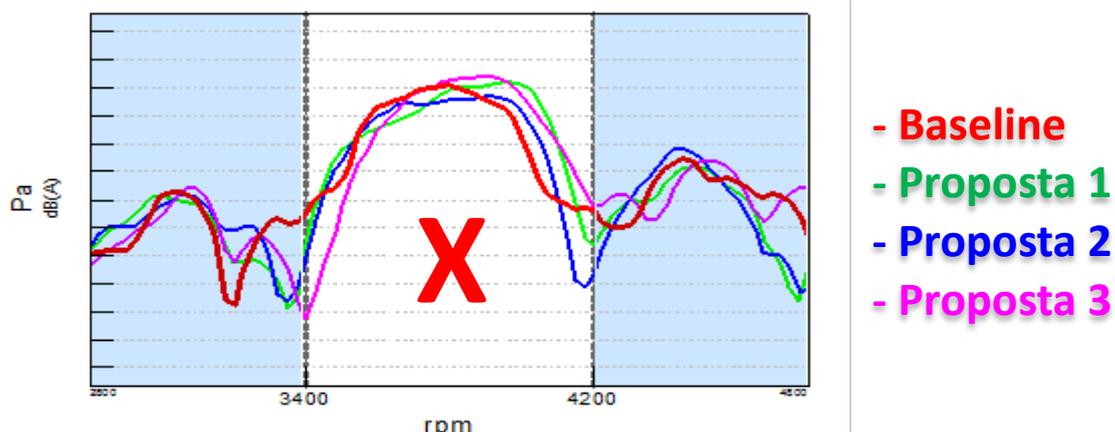


FIGURA 6.5 – Testes nos Sistemas de Exaustão e Suspensão

Conforme mostrado pela FIG 6.5, atesta-se a ineficácia das propostas, permitindo a conclusão de que a transmissão do ruído é por via estrutural e a causa raiz não está relacionada aos sistemas de: aspiração, exaustão e suspensão. Investiga-se, então, os prováveis painéis de irradiação em relação à posição do motorista, a partir de testes experimentais, no intuito de verificar possíveis influências na amplificação do *booming noise*. A análise de contribuição do Teto e do Para-brisa são mostradas na FIG 6.6.

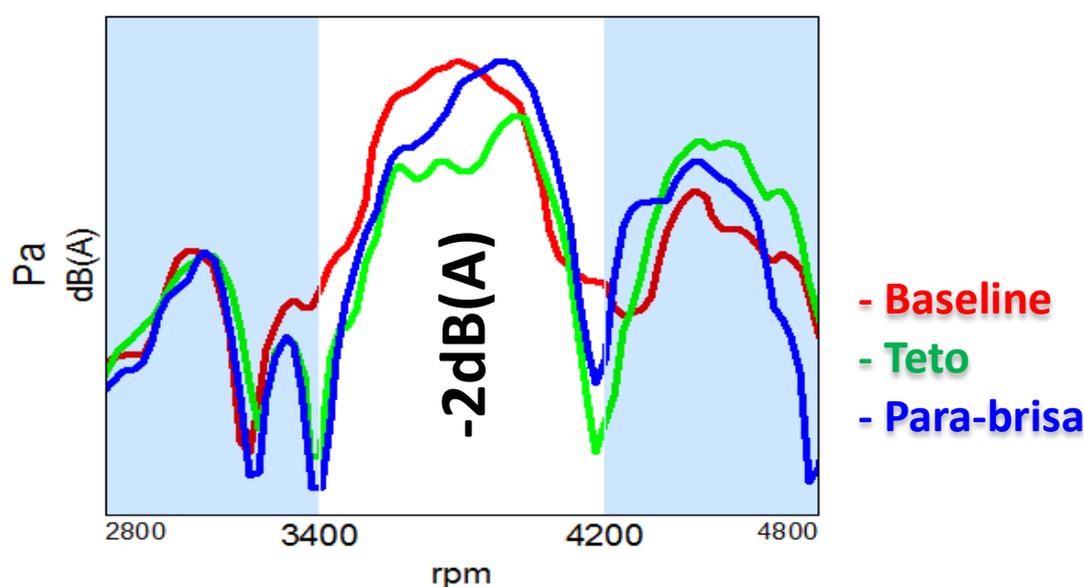


FIGURA 6.6 – Análise da influência dos painéis de vibração estrutural

Adicionando-se 22kg de massa distribuídos na região inferior do para-brisa, pouca variação foi observada (curva azul). Porém, ao adicionar-se 11kg de massa distribuída na região do teto (curva verde), constata-se grande influência no *booming noise*, uma vez que o nível de pressão sonora apresentou diminuição de 2dB(A), apenas com a alteração de sensibilidade e comportamento modal do teto, caracterizando-o como importante painel de excitação.

A importância da sensibilidade dos caminhos de transmissão para a prevalência do problema é ainda melhor constatada, a partir do confronto realizado em novo teste (FIG 6.7), que mediu, concomitantemente, os níveis de pressão sonora em segunda ordem na posição do motorista (vermelho) e do passageiro do banco de trás (verde). Apesar de estarem submetidos aos mesmos parâmetros de excitação pelo motor, o *booming noise* sequer é identificado para a posição do passageiro, caracterizando como indispensável para sua ocorrência, a sensibilidade da carroceria na região do motorista, que amplifica e transmite o ruído estrutural.

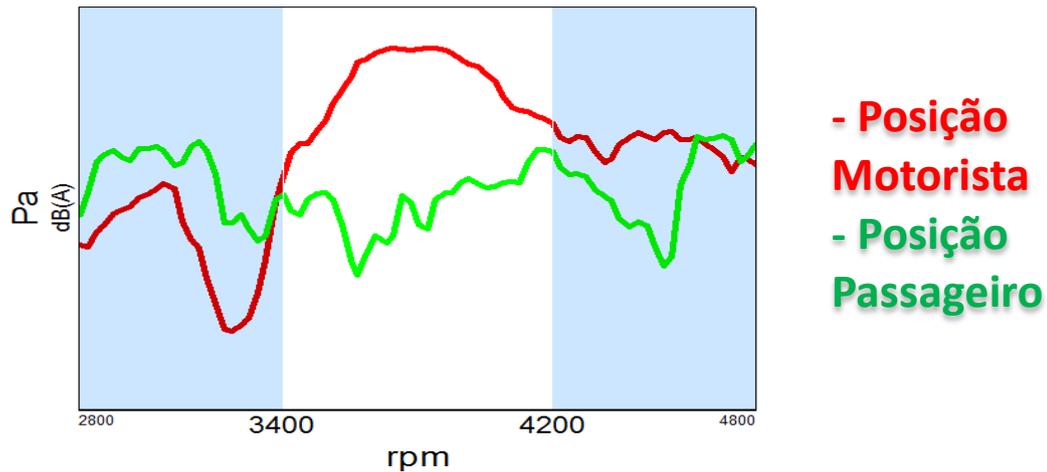


FIGURA 6.7 – Ruído em diferentes posições no veículo medido simultaneamente

A FIGURA 6.8 revela nova medição do carro na estrada de asfalto liso, porém, dessa vez, analisando o comportamento do *booming noise* em diferentes níveis de torque, variados a partir das manobras de execução da prova experimental para diferentes marchas.

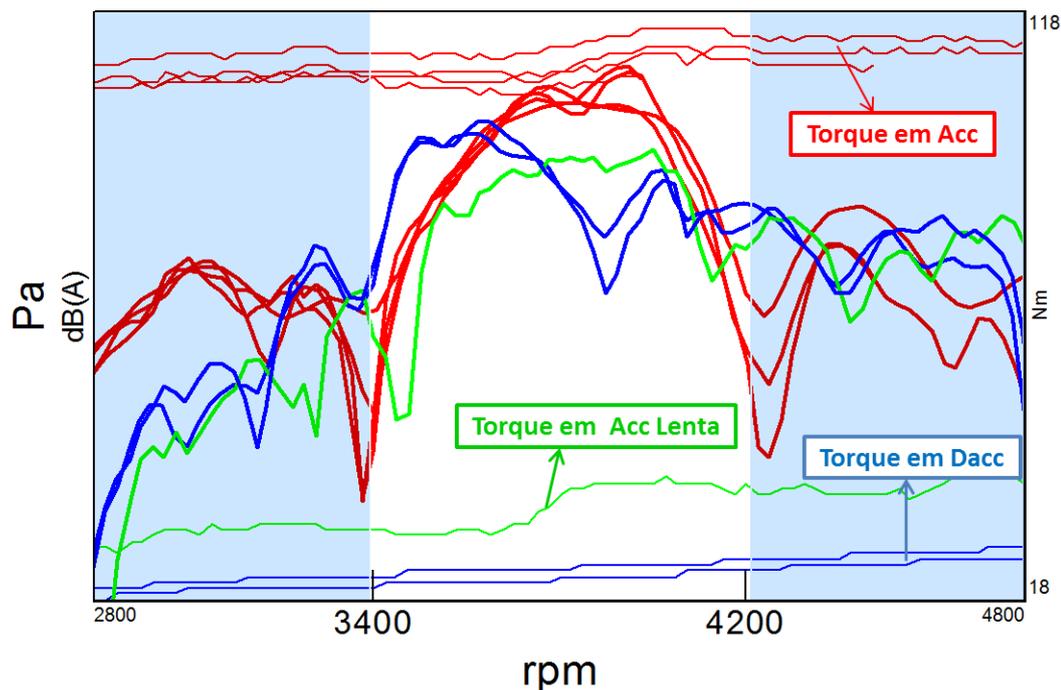


FIGURA 6.8 – Análise da Influência do torque na ocorrência do *booming noise*

Nota-se correlação direta dos níveis medidos de pressão sonora com o nível de excitação gerada pelo motor, uma vez que, para as manobras de torque mais baixo (curvas em azul), ou praticamente na sua ausência (em desaceleração veloz atua-se apenas o freio motor), reduções de até 8dB(A), calculados em RMS, na faixa do problema foram identificadas. Além disso, para excitação média de torque (aceleração lenta - curva verde), existe a presença do *booming*

noise, porém, em menor amplitude. Por outro lado, para todas as manobras de alto torque (aceleração veloz), em qualquer uma das marchas mostradas (2^a, 3^a, 4^a e 5^a), identifica-se a presença do fenômeno, ocorrendo sempre para a mesma faixa de rotação e frequência (análise em segunda ordem), em amplitude semelhante, independentemente da marcha.

Conforme previsto pela literatura, para comprovar experimentalmente a existência e influência de algum modo de cavidade na ocorrência do *booming noise*, realizou-se o teste de manobra AV3 no laboratório com os vidros dianteiros abertos. Apesar de esperar-se a elevação dos níveis de pressão sonora na posição do motorista com a abertura do vidro, os resultados indicaram um comportamento totalmente discrepante, atestando grande parcela de contribuição de modos de cavidade na amplificação do fenômeno - a redução em RMS foi de 6dB(A) na zona do problema - conforme mostra a FIG 6.9.

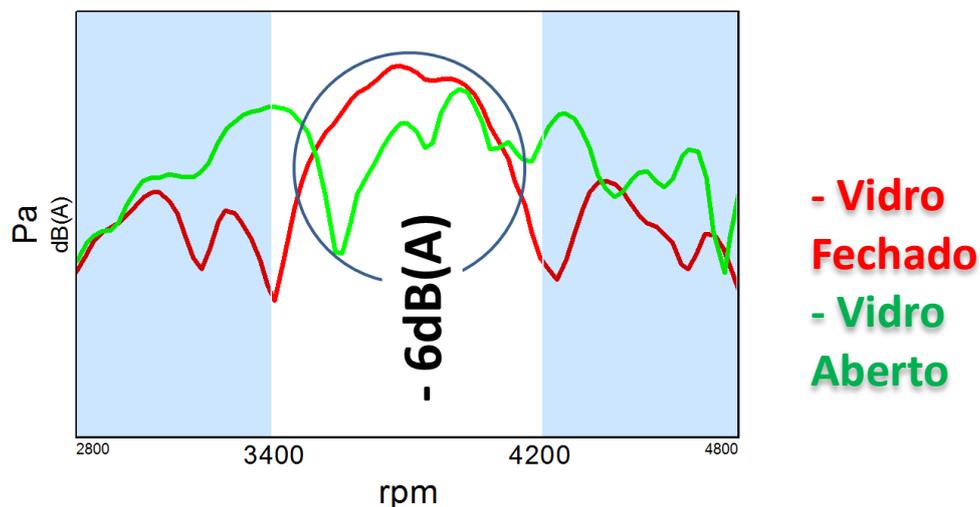


FIGURA 6.9 – Influência do acoplamento dos modos de cavidade acústica

A comprovação de atuação dos modos de cavidade atesta a análise de influência do torque, uma vez que, apenas a partir de excitações maiores (manobras de aceleração veloz), excita-se efetivamente essas condições modais.

Prosseguiu-se, então, com a análise de TPA (*transfer path analysis – análise dos caminhos de transmissão*) para que, desacoplando cada um dos efeitos de contribuição, fosse possível calcular as forças de excitação no lado passivo (carroceria) advindas do motor, de forma a investigar a causa raiz do *booming noise*, que está associada à hipótese de que, a partir de um certo nível de torque, forças de altas amplitudes são introduzidas na carroceria, sendo capazes de excitar os modos de cavidade acústica na frequência do problema.

O nível de correlação entre o ruído calculado pelo método TPA utilizando as FRFs recíprocas e o ruído medido experimentalmente é mostrado (FIG 6.10), destacando-se boa aproximação.

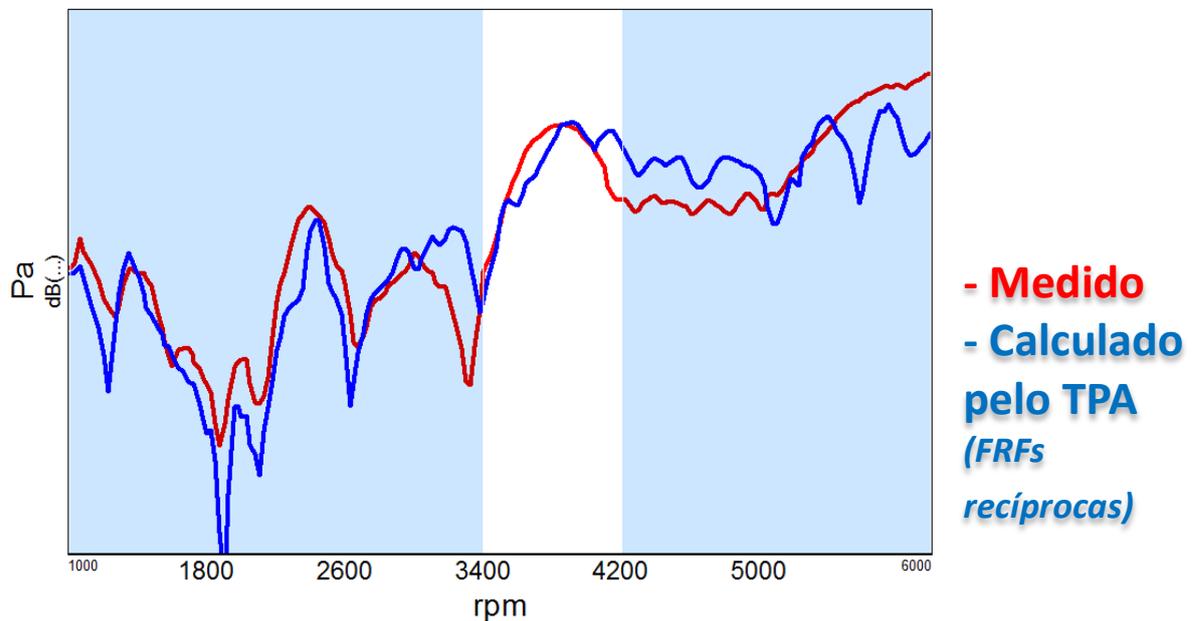


FIGURA 6.10 – Nível de correlação do TPA utilizando FRFs recíprocas

A FIGURA 6.11 revela que a mesma comparação realizando o cálculo do TPA através das FRFs medidas pelo método direto (martelo de impacto), apresenta correlação ainda melhor, o que permite a validação da metodologia utilizada para identificação dos principais caminhos de contribuição, conforme aplicado para obtenção dos resultados posteriores.

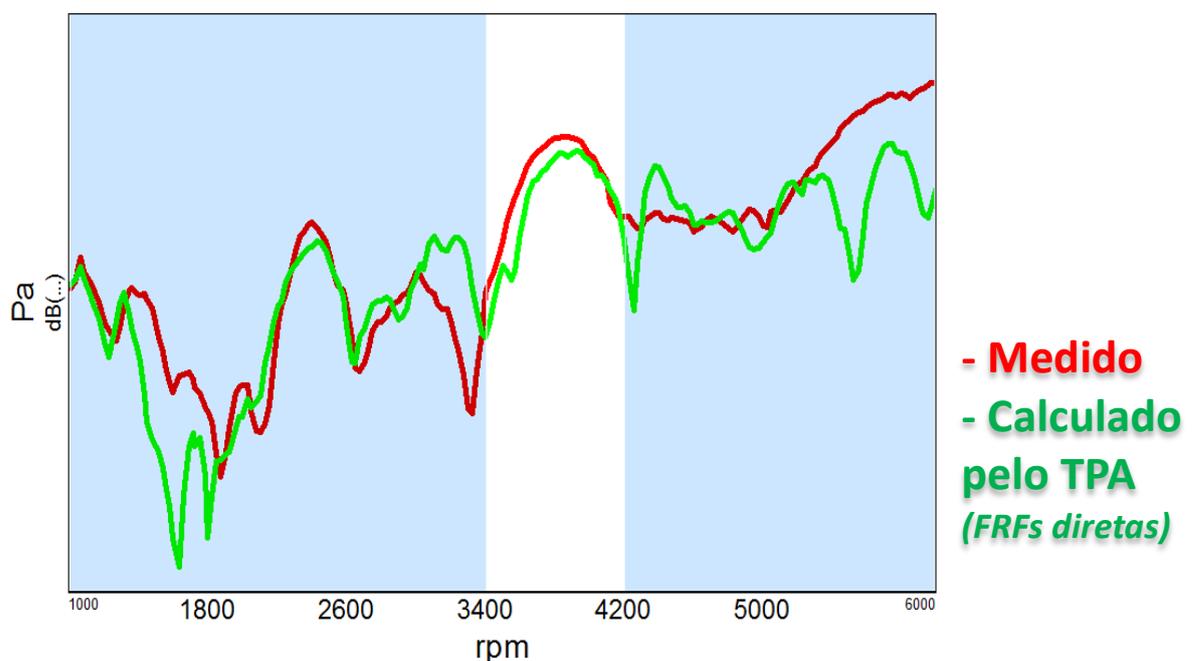


FIGURA 6.11 – Nível de correlação do TPA utilizando FRFs diretas

Primeiramente, para confirmação da participação predominante da transmissão por via estrutural, a partir do método de TPA, conforme apontado pelos resultados dos testes experimentais, agrupa-se na FIG 6.12, todas as fontes de ruído aéreo (“*airborne noise*”) e as fontes de ruído estrutural (“*structure-borne noise*”).

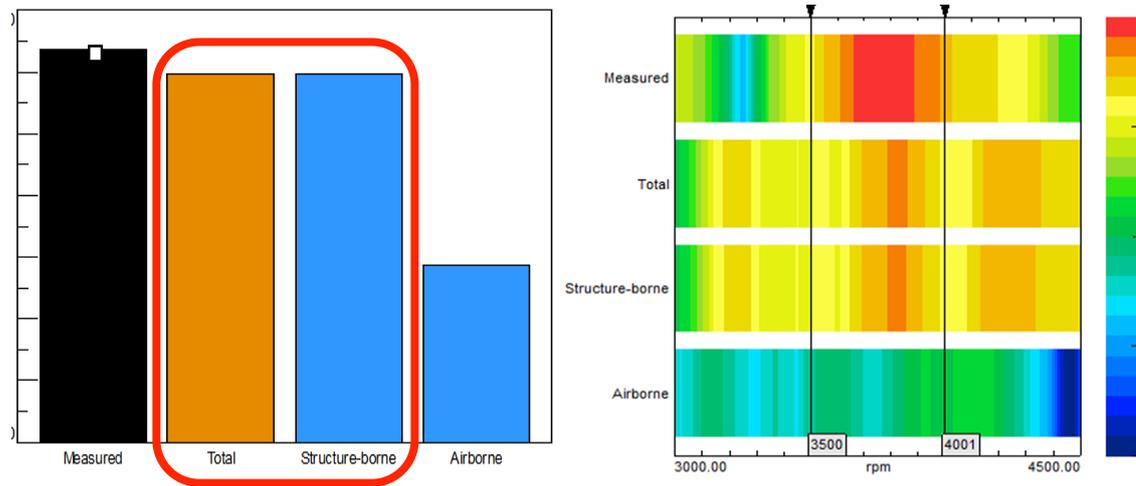


FIGURA 6.12 – Análise de transmissão por via aérea e estrutural

Nota-se claramente, como previsto na literatura para essa faixa de frequência, a contribuição dominante do ruído estrutural na ocorrência do *booming noise*, o qual reconstrói praticamente sozinho a curva de ruído para a faixa de rotação específica. Estratificando-se ainda mais a análise, divide-se, conforme FIG 6.13, as contribuições calculadas entre os três suportes de fixação do motor: coxim lado direito (RHM – *right handside mounting*); coxim lado esquerdo (LHM – *left handside mounting*) e coxim do diferencial (*Torq rod*).

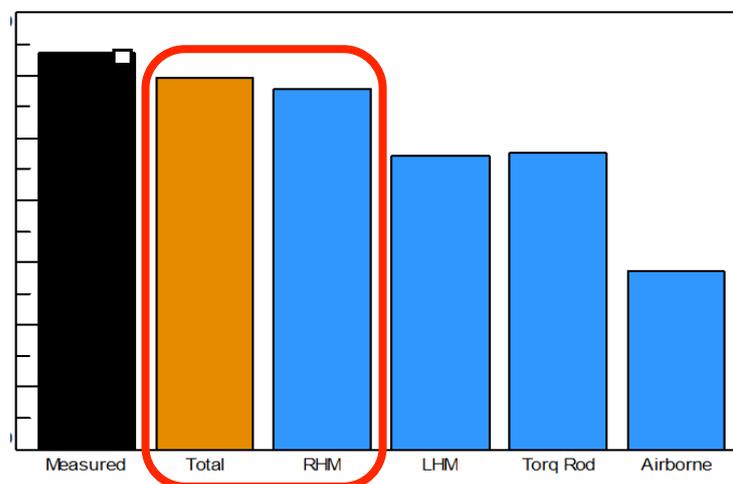


FIGURA 6.13 – Estratificação do agrupamento de transmissão de ruído estrutural

A análise preliminar aponta para o coxim do lado direito como a principal fonte de contribuição na composição do ruído na faixa estudada. Por fim, subdivide-se as contribuições de cada suporte de fixação do motor em suas direções (x, y e z) como mostrado na FIG 6.14, revelando influência dominante da direção Z.

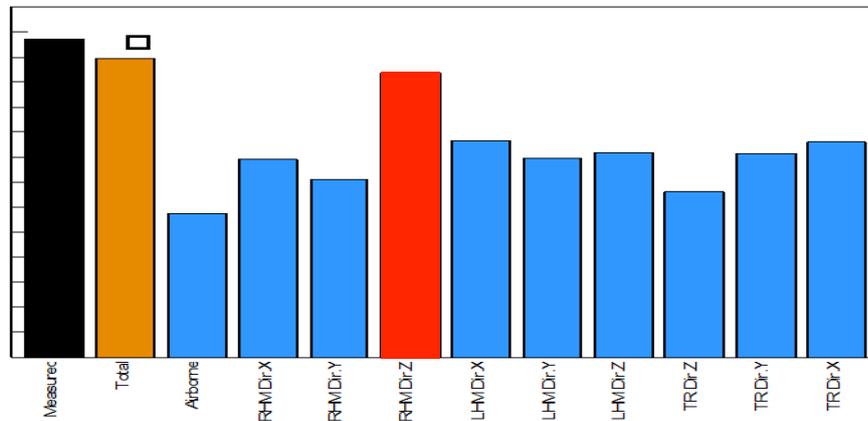


FIGURA 6.14 – Estratificação por direção dos agrupamentos de transmissão de ruído estrutural

A FIGURA 6.15 mostra as forças calculadas pelo TPA, que representam a excitação da carroceria em cada ponto de fixação do motor, com as respectivas direções desacopladas.

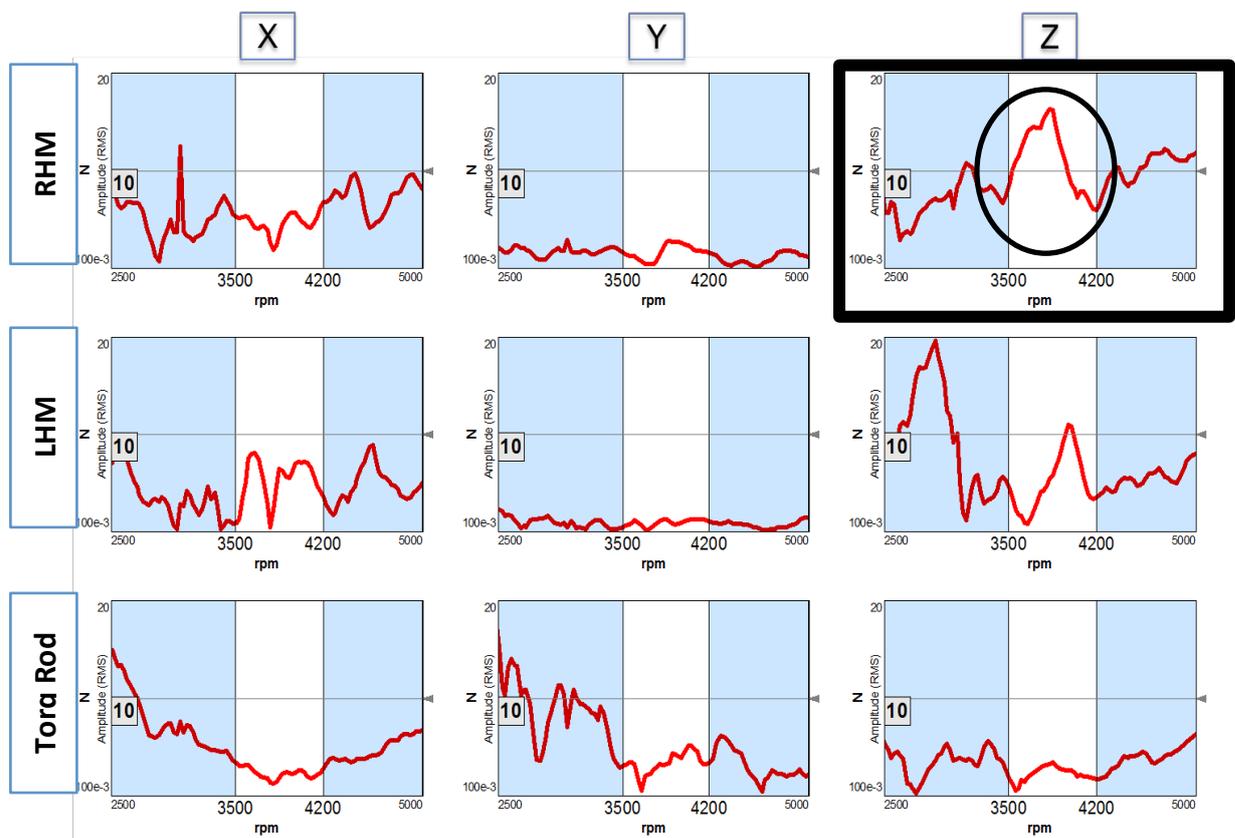


FIGURA 6.15 – Forças de excitação na carroceria calculadas pelo TPA

Estabelecendo-se uma referência de 10N, percebe-se que apenas a direção Z do coxim do lado direito supera esse nível de excitação, chegando a quase 20N, além de apresentar um comportamento de pico exatamente na faixa de ocorrência do *booming noise*, o que define, por conseguinte, a causa raiz do problema.

A FIGURA 6.16 revela ainda que o alto nível de excitação da carroceria na direção Z (gráfico superior) encontra um caminho sensível de transmissibilidade de vibração, conforme mostrado pelo gráfico (inferior), que denota um comportamento de pico da função de resposta em frequência do ruído que chega ao ouvido direito do motorista (mesmo ponto de avaliação de todas as provas experimentais anteriores), quando é excitado por forças na direção Z do coxim do lado direito do motor, caracterizando a causa raiz do fenômeno como uma soma entre alto nível de excitação e transmissibilidade, acoplados a modos de cavidade acústica.

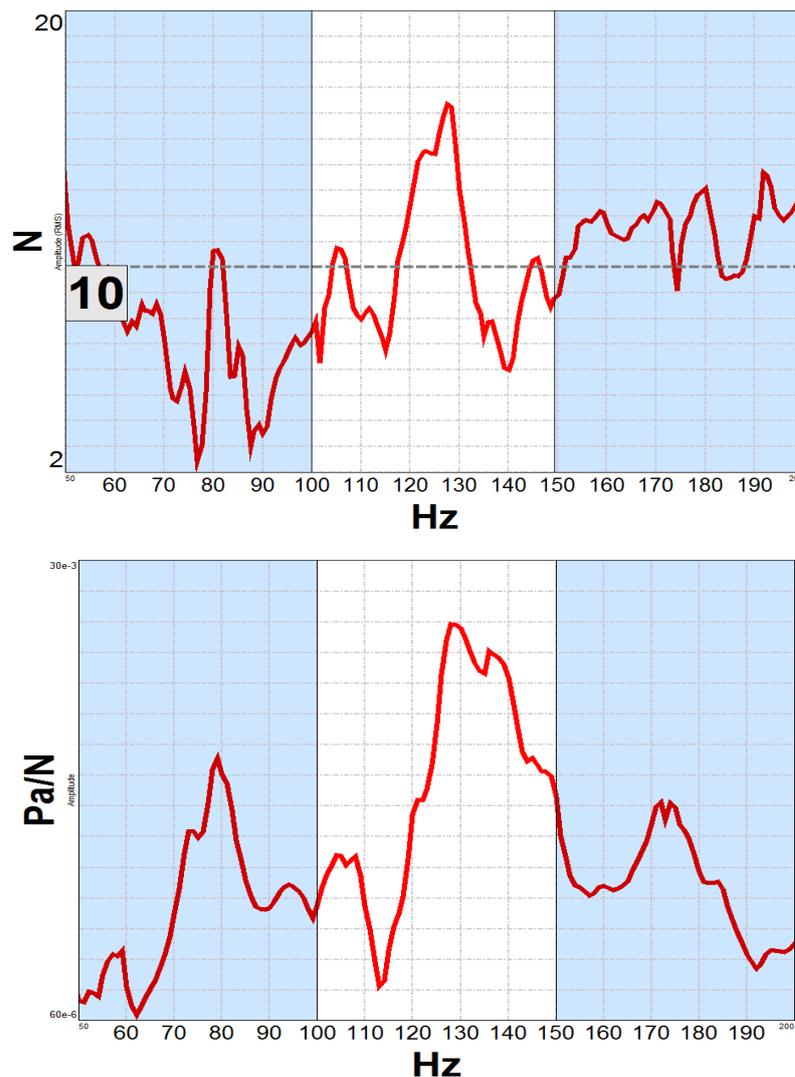


FIGURA 6.16 – Força de excitação e sensibilidade da carroceria na Direção Z

Para comprovar a influência majoritária da direção Z como causa raiz do problema multifatorial de *booming noise*, testou-se um protótipo de coxim em estrada de asfalto liso, com características específicas, para obter-se um comportamento direcionado para a atenuação da vibração (força) transmitida para a carroceria nesta direção em questão. A FIGURA 6.17 mostra a comparação entre as forças calculadas para o coxim de um veículo normal de produção (vermelho) e o coxim protótipo (verde), de forma a comprovar a eficácia da proposta no cumprimento do objetivo de redução da excitação da carroceria, especificamente na direção Z do coxim do lado direito do motor.

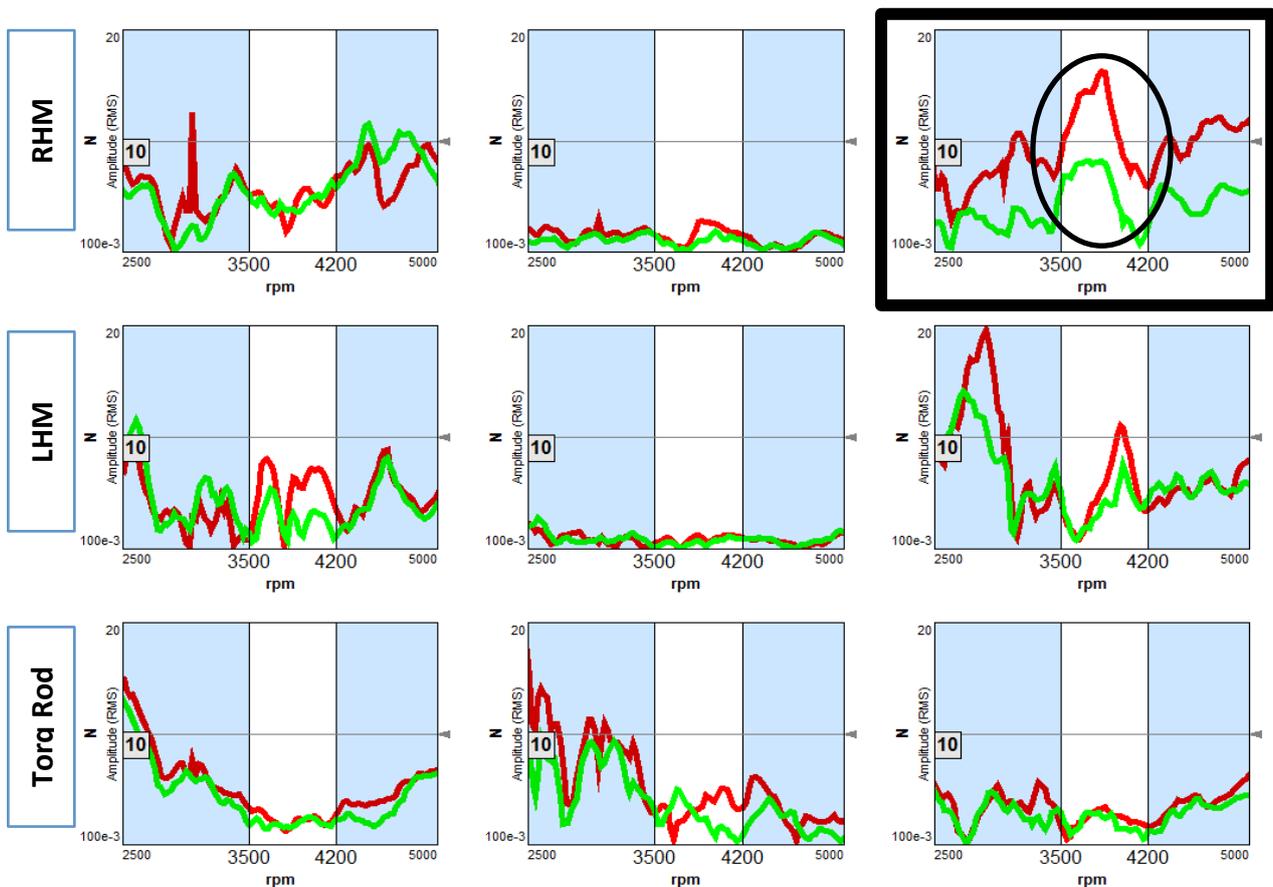


FIGURA 6.17 – Forças calculadas pelo TPA do veículo base (vermelho) e protótipo (verde)

A comparação do nível de amplitude sonora medida na posição do motorista revela grande atenuação do efeito de *booming noise* (a mais efetiva entre todas as propostas testadas anteriormente) que, apesar de reduzir severamente os níveis de excitação (força) transmitida à carroceria, na direção crítica do problema, ainda encontra um caminho de sensibilidade e amplificação estrutural, acoplado ao comportamento modal da cavidade acústica do habitáculo, parâmetros estes que foram inalterados na presente análise, conforme visualizado na FIG.18.

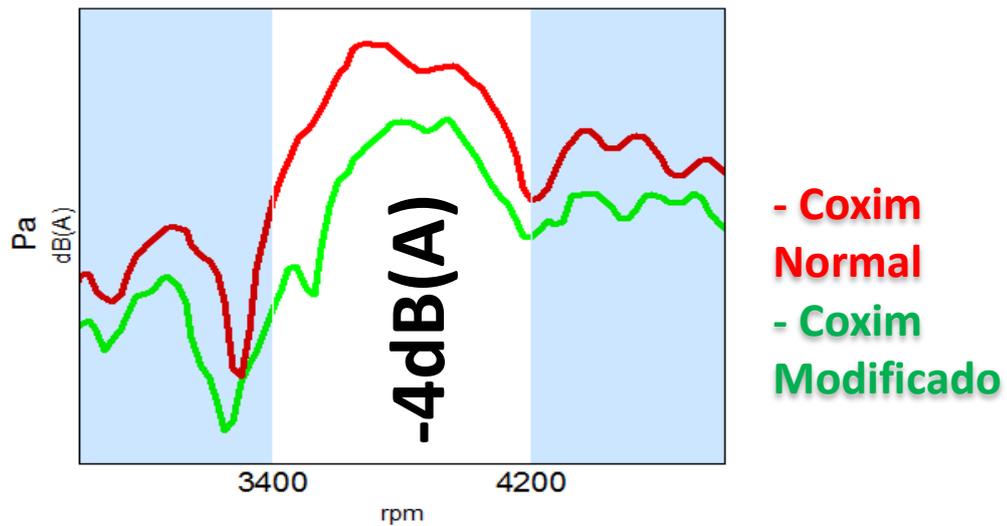


FIGURA 6.18 – Influência das forças de excitação no coxim do motor

Com o intuito de condensar os resultados obtidos, a FIG 6.19 mostra o diagrama de integração de comportamentos físicos do sistema.

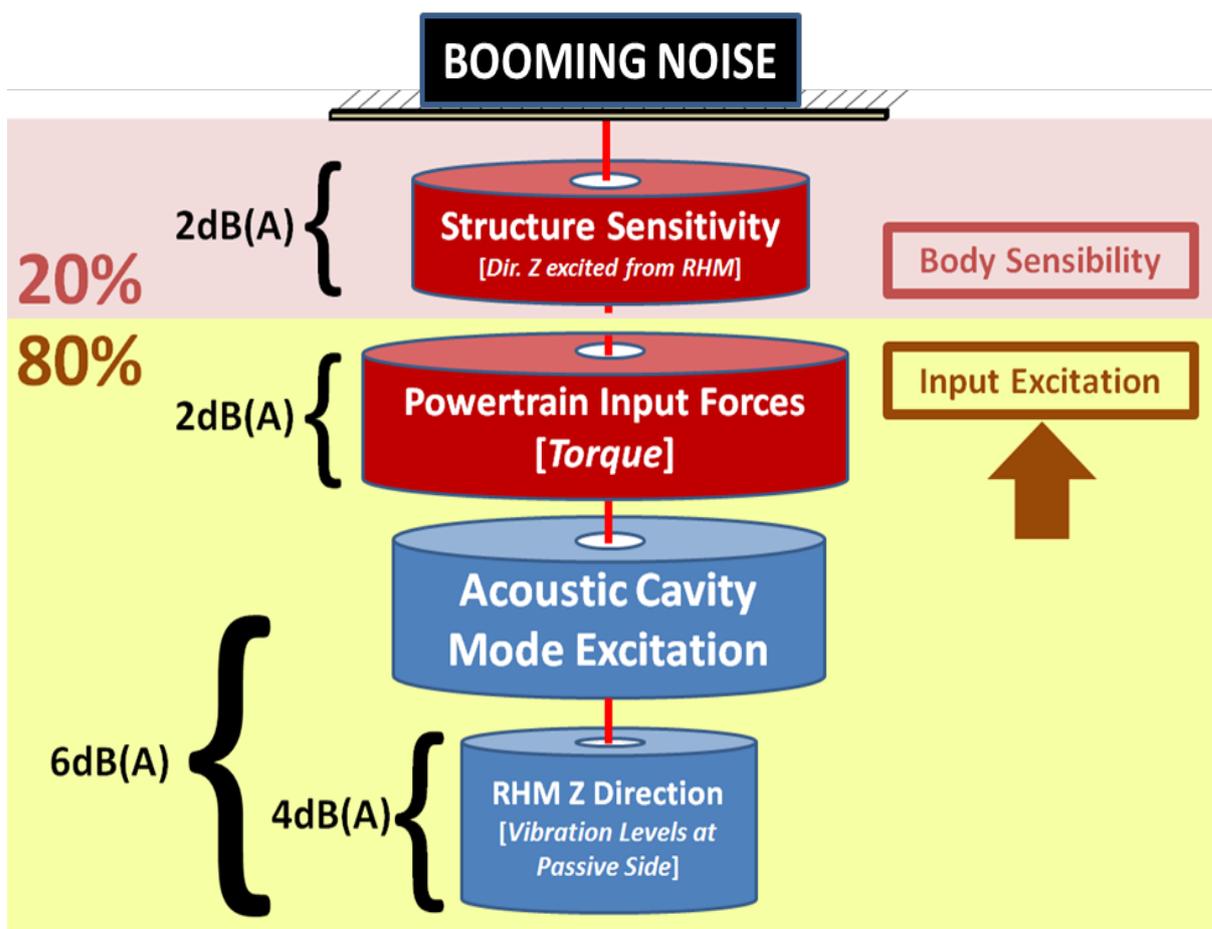


FIGURA 6.19 – Diagrama dos conceitos físicos de contribuição no booming noise

O diagrama se apresenta em forma de cascata, ou seja, eliminando-se qualquer um dos blocos, automaticamente, inativa-se a contribuição das estruturas inferiores. Pensando-se no caso extremo, se fosse analisado apenas o nível de pressão sonora da influência individual da sensibilidade estrutural, a criticidade da contribuição desse aspecto não demonstra grande representatividade absoluta (2dB). No entanto, ao analisar-se em cascata, caso se elimine totalmente a sensibilidade estrutural da carroceria do veículo, mesmo havendo a excitação do coxim do lado direito na direção Z, a ligação dos blocos seria “cortada” no topo e o problema extinto. Traduzindo o exposto, apesar de particularmente não ser a causa raiz primária do *booming noise* - já que responde individualmente por apenas 2dB(A) - caso a sensibilidade estrutural seja eliminada, a excitação por si só não seria capaz de ocasionar o problema.

Como última análise, avaliando-se os níveis de atenuação dos coxins com todas as direções agrupadas, procedimento corriqueiro para conferir o atendimento ou não das metas de desempenho definidas na fase de projeto, como mostrado na FIG 6.20, observa-se o cumprimento efetivo dos níveis de atenuação previstos (20dB conforme metodologia normativa), quando a aceleração (vibração) medida nas três direções ortogonais de atuação (x,y,z) são analisadas em conjunto por uma função de soma (*LMS - vectorsum*).

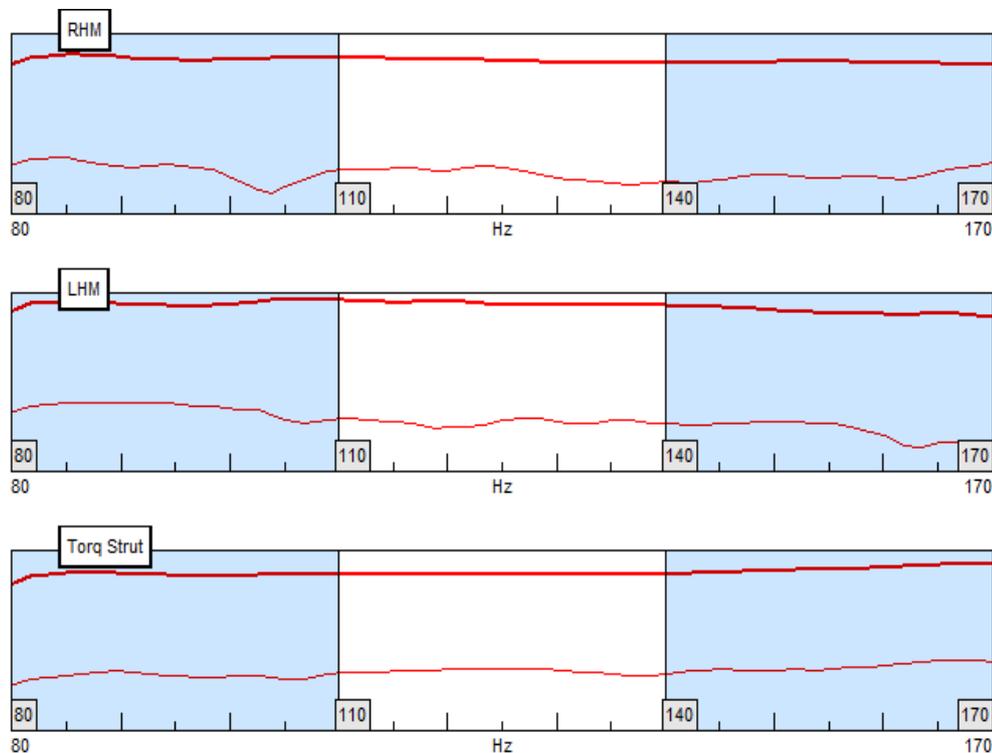


FIGURA 6.20 – Análise de atenuação de vibração nos coxins conforme metodologia vigente

Porém, quando avaliados em cada uma das direções (x,y,z) específicas, conforme FIG 6.21, falhas são observadas na atenuação da vibração, a meta definida de filtragem mínima de 20dB revela seu não atendimento, o que sugere importantes mudanças para a metodologia de definição de metas de desempenho dos coxins, haja visto a participação dominante dessas estruturas como causas de problemas de NVH.

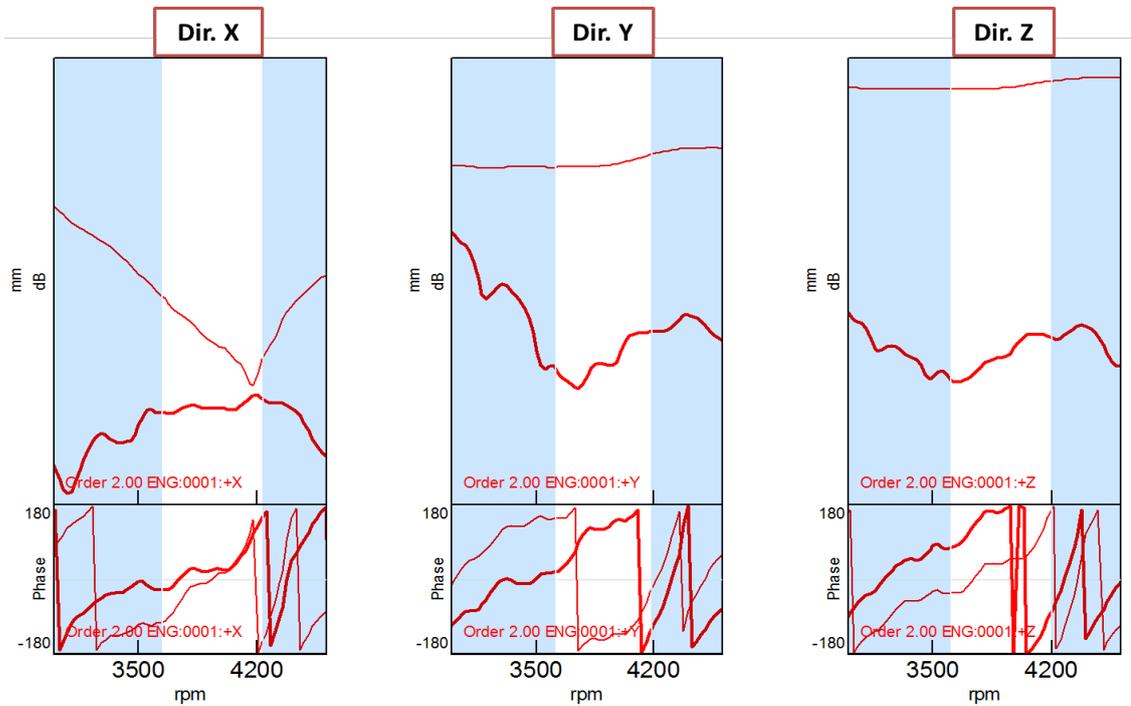


FIGURA 6.21 – Análise de desempenho dos coxins estratificada por direções

7 CONCLUSÕES

O presente trabalho abordou metodologias de definição de objetivos de desempenho vibro-acústico e utilizou o estudo de caso de *booming noise* para estratificar conceitos físicos do comportamento da estrutura, com o intuito de prever comportamentos de forte interação de acoplamento vibro-acústico, capazes de gerar alto nível de reclamação do consumidor.

Para isso, determinou-se as funções de resposta em frequência do veículo avaliado e confrontou-se métodos de medição de FRFs (direto e recíproco), para avaliar qual apresenta a melhor correlação na reconstrução do ruído pela técnica de TPA.

Foi realizada a análise dos caminhos de transmissão, a partir do TPA (*transfer path analysis*), para identificação das principais fontes geradoras de ruído, avaliando-se individualmente seus efeitos na composição do ruído interno. Determinou-se também, a parcela de transmissão área e estrutural que acarreta o fenômeno de *booming noise*.

Todos os conceitos e hipóteses levantadas acerca da ocorrência de *booming noise* foram comprovados a partir de testes experimentais, que avaliaram a eficácia de diferentes tipos de solução, abordando cada um dos mecanismos do problema.

Com a realização do presente projeto, foram adquiridos conhecimentos aprofundados sobre os conceitos físicos envolvidos na ocorrência do *booming noise*, na faixa de rotação de 3600-4200rpm, para veículos automotivos com motores de 4 cilindros, estratificando-se quantitativamente o nível de influência de cada um dos caminhos de transmissão estrutural.

A causa raiz do problema foi identificada como a junção de um alto nível de excitação pelo coxim do lado direito na direção Z, com um caminho de sensibilidade estrutural até a posição do motorista, que se acoplam com modos de cavidades acústicas do habitáculo veicular.

Anteriormente a este projeto, o problema de *booming noise* podia estar sendo mascarado por outras fontes de geração de ruído. Atesta-se a importância de que a análise dos caminhos de transmissão pela técnica de TPA (Transfer Path Analysis) seja aplicada ainda na fase de desenvolvimento do projeto, nos veículos de referência, uma vez que, conforme visto pela seção de resultados, elucidam-se importantes características de comportamento físico da estrutura, que podem ser previstas e solucionadas ainda na fase de concepção.

Foi proposto ainda, a partir do presente estudo, para a metodologia de definição dos objetivos de desempenho vibro-acústico do veículo, que se realize a identificação de fatores de sensibilidade estrutural e propagação de ruído através dos caminhos em que altos níveis de excitação de forças são gerados, onde emerge-se a justificativa de dispêndio de recursos em análises detalhadas, uma vez que se ignorados, problemas como o *booming noise* representam investimentos de retrabalho e modificações no processo produtivo muito mais altos. Além disso, possíveis falhas na metodologia de definição de metas de desempenho para os coxins de suporte do motor foram levantadas.

Como efeito secundário, o conhecimento das principais fragilidades dos veículos contribui para a prevenção de problemas futuros e para o aumento da eficácia das diagnoses de NVH, já que se amplia o domínio organizacional do banco de dados, de forma alinhada aos conceitos do comportamento físico envolvidos.

Sugere-se para trabalhos futuros, que a proposta de coxim do motor construída, para validação experimental da influência deste caminho na geração do *booming noise*, seja reprojeta para atender especificações de durabilidade, resistência mecânica em condições severas de operação (altas temperaturas) e readquada ao processo produtivo, para que assim, se integre ao desenvolvimento do veículo e represente uma solução industrial de aplicação prática.

8 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. AHLERSMEYER, T. **Advanced Experimental Technics in Vehicle Noise and Vibration Refinement**. In: Wang, X.. *Vehicle Noise and Vibration Refinement*. 1ª ed. Cambridge: Woodhead Publishing Limited, 2010. Capítulo 9, páginas 189-216.
2. BAUZER, M. E.; GUIMARÃES, G. P. **The Use of Experimental Transfer Path Analysis in a Road Vehicle Prototype Having Independent Sources**. SAE technical paper 2008-35-0555, 2008.
3. Bies, D.A.; Hansen, C.H. **Engineering Noise Control: Theory and Practice**. 2nd Edition, London, 1996.
4. BISTAFA, S. R. **Acústica Aplicada ao Controle de Ruído**. 1ª Ed. São Paulo: Edgard Blücher, 368p, 2006.
5. BRANDL, F. **Design, Construction and Application of a World Class Vehicle Acoustic Test Facility**. SAE Technical Paper 971900, 1997.
6. BRAVO, T.; COBO, P. **A Demonstration of Active Noise Reduction in a Cabin Van**. *Acta United with Acustica*, Volume 88, Number 4, pp. 493-499(7), 2002.
7. BRIZON, C. J. S. **Metodologia para Avaliação e Determinação de Índices de Conforto Acústico em Engenharia Automobilística**. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Minas Gerais, 2012.
8. BRÜEL & KJAER Publication. **Basic Concepts of Sound**. Lecture Note BA79-11, 1998.
9. BRÜEL & KJAER Publication. **Measuring Microphones**. Lecture Note BA 76-15, 1998.
10. BRUSHER, G. A. **Target Reduction and Balancing Using System Norms**. Proceedings of the American Control Conference, 2002.
11. CALLISTER, J. R. and GEORGE, A. R. "Wind Noise" Chapter VIII in Hucho, *Aerodynamics of Road Vehicles*. 4th Edition, SAE International, Warrendale, USA, 1998.
12. CARVALHO, F. R.; BECKER, M.; FILARDI, J. B. C. **Estudo da repetibilidade das características de conforto acústico em ensaios de veículos de passeio em Estrada**. Society of Automotive Engineers, São Paulo, 2003.
13. CERRATO, G. **Automotive sound quality, powertrain, road and wind noise**. Sound Answers, Inc., pg. 16 a 24, Sound & Vibration, 2009.
14. CHATTERJEE, J.; TALWAR, H.; GARG, S. **An Experimental Study of Mechanism of Body Panel Vibration in Booming Noise Reduction of Passenger Vehicles**. SAE Technical Paper 2016-28-0198, 2016.
15. DUAN, X.; HUANG, X.; SHEN, B.; PAN, X. **Application of NVH Countermeasures for Interior Booming Noise using Elastomeric Tuned Mass Damper**. SAE Technical Paper 2009-01-2124, 2009.

16. DUARTE, M. L. M. **Apostila de Vibrações Mecânicas do Curso de Pós - Graduação**. Departamento de Engenharia Mecânica - DEMEC, UFMG, 1998.
17. DUBBAKA, K.; ZWENG, F.; HAQ, S. **Application of Noise Path Target Setting Using the Technique of Transfer Path Analysis**. SAE Technical Paper 2003-01-1402, 2003.
18. ELLIOTT, D.; CROWTHER, P.; BENETT, C. **Development of a Practical Method for the Subjective Appraisal of Total Vehicle NVH Refinement**. SAE Technical Paper 951285, 1995.
19. FCA Group. **Vehicle Level NVH – On-Road Powertrain Noise and Vibration – WOT, POT, Lugging**. Italia, 2011.
20. FIAT Auto Normazione. **Procedura Target Setting Acustica e Vibrazioni: 07736**. Italia, 2004.
21. FILARDI, J. B. C. **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.
22. FLANIGAN, D.; BORDERS, S. **Application of Acoustic Modeling Methods for Vehicle Boom Analysis**. SAE Technical Paper 840744, 1984.
23. FOULADI, M.H.; Nor, M.J.M.; Ariffin, A.K.. **Spectral analysis methods for vehicle interior vibro-acoustics identification**. Mechanical System and Signal Processing, Bangi, v.23, p. 489-500, 2008.
24. FREDERIKSEN, M.; DU, H.; HAPPEL, S. **Vibration Modeling and Correlation of Driveline Boom for Crossover Vehicles**. SAE Technical Paper 2003-01-1495, 2003.
25. GAJDÁTSY, P.A.. **Advanced Transfer Path Analysis Methods**. Thesis. Faculteit Toegepaste Wetenschappen, Katholieke Universiteit Leuven, Leuven, 2011.
26. GERGES, S. N. Y. **Ruído e Vibrações Veiculares**. 1ª Ed. NR Editora, Consultoria e Treinamento, Florianópolis, 2005.
27. GIORJÃO, T.; ALBUQUERQUE, E.; CHERMAN, A. **Noise sources balancing on vehicle development to improve customer satisfaction**. IX SIBRAV: Simpósio Brasileiro de Acústica Veicular, São Paulo, n. 9, Ago, 2007.
28. GOETCHIUS, G.M.. **Body Structure Noise and Vibration Refinement**. In: Wang, X.. Vehicle Noise and Vibration Refinement. 1ª ed. Cambridge: Woodhead Publishing Limited, 2010.
29. GONDIM, R. C. **Influência da Suspensão do Motor nas Vibrações do Volante de um Veículo**. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Santa Catarina, 2003.
30. GOSAIN, A.; RAVINDRAN, M. **Refinement of Cabin Booming Noise In a Small Passenger Car Using Hybrid Numerical - Experimental Methodology**. SAE Technical Paper 2010-01-0414, 2010.
31. GUEDES, R.; GONÇALVES, P. **Investigation of Sub-System Contribution to a Pickup Truck Boom Noise Using a Hybrid Method Based on Noise Path Analysis to Simulate Interior Noise**. SAE Technical Paper 2003-01-3677, 2003.

32. GUIMARÃES, G.P.; Filardi, J.B.C.; Medeiros, E.B.. In: IX SIBRAV. **Estudo de trajetórias vibro-acústicas e sua contribuição no conforto acústico interno de veículos automotivos**. São Paulo, 2007.
33. GUPTA, G.; GAUTAM, R.; JAIN, C. **Study of Coupling Behavior of Acoustic Cavity Modes to Improve Booming Noise in Passenger Vehicles**. SAE Technical Paper 2014-01-1974, 2014.
34. GUSKI, R. **Psychological methods for evaluation sound quality and assessing acoustic information**. Acta acústica, v.83, p.765-774, 1997.
35. HARRISON, M. **Vehicle Refinement: Controlling Noise and Vibration in Road Vehicles** 1a ed. Burlington: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2004.
36. HWANG, C.; LEE, B.; JUNG, P. **Reduction of Interior Booming Noise for a Small Diesel Engine Vehicle without Balance Shaft Module**. SAE Technical Paper 2009-01-2121, 2009.
37. JAMAGUIVA, J. **Localização e análise de fontes aeroacústicas usando a técnica de beamforming**. Dissertação de Mestrado – Instituto Tecnológico de Aeronáutica, 2012.
38. JIAN, O.; HONG, L. **The effect of vehicle's interior noise on driver's psychological characteristic**. Internoise: The 32nd International Congress and Exposition on Noise Control Engineering, Seogwipo, Coréia, n. 32, p. 2090-2095, Ago. 2003.
39. JOACHIM, C.; NEFSKE, D.; WOLF, J. **Application of a Structural-Acoustic Diagnostic Technique to Reduce Boom Noise in a Passenger Vehicle**. SAE Technical Paper 810398, 1981.
40. JOHN BRITTO, V.; KARMAKAR, S.; MUTHUVEERASWAMY, M.; NATARAJASUNDARAM, B. **High Speed Booming Noise Reduction in Passenger Car by Application of Cost Optimized NVH Solution**. SAE Technical Paper 2016-28-0039, 2016.
41. KANG, K. T.; BYUN, U. S. **Sound quality development for passenger vehicle**. Internoise - noise and sustainability, Lisbon, Portugal, 2010.
42. KANG, H.; CHUNG, T.; LEE, H.; IHM, H. **Active Booming Noise Control for Hybrid Vehicles**. SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst. 9(1):167-173, 2016.
43. KINSLER, L.; FREY A.R.; COPPENS, A.B.; SANDERS, J.V. **Fundamentals of Acoustics**. 4a ed. New York: John Wiley & Sons, Inc., 548p, 2000.
44. KNAPEN, P. L. **Transfer Path Analysis Related to Booming, Performed on a Car**. WFW Report No. 99-018, Netherlands, Universiteit Eindhoven, 1999.
45. KOHLI, M.; MOORTHY, S.; RAO, M.; RAGHAVENDRAN, P. **Experimental Determination of Acoustic Cavity Resonances of Vehicle Sub-Systems**. SAE Technical Paper 2014-01-0015, 2014.
46. KUSIAK, A; LARSON, N. **Decomposition and Representation Methods in Mechanical Design**. Journal of Mechanical Design, pp 17–24, 1995.
47. LMS Test.Lab Documentation. **OPAX Theory and Experimental Techniques**, 2010.

48. LMS International. **Transfer Path Analysis: The qualification and quantification of vibro-acoustic transfer paths**. Leuven: LMS International, 13p, 2011.
49. LMS Brochure. **Testlab software features and transfer path analysis for acoustic solutions**. Siemens portfolio presentation, 2012.
50. LMS Jacklyn Siemens Experimenter. **What is an order?** Siemens PLM Community. Novembro, 2016.
51. MACHADO, W. D. **Estudo experimental de fontes de ruído aerodinâmico veicular**. Tese de Doutorado, Universidade Federal de Minas Gerais, 2016.
52. MADJLESI, R.; KHAJEPOUR, A.; ISMAIL, F.; MIHALIC, J. **Advance Noise Path Analysis, A Robust Engine Mount Optimization Tool**. SAE Technical Paper 2003-01-3117, 2003.
53. MOURA, F. L. C. **Avaliação de métodos inversos para estimativa de forças operacionais de veículos em acústica e vibrações**. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Minas Gerais, 2016.
54. MÜLLER, M.; ECKEL, H.; LEIBACH, M.; BORS, W. **Reduction of Noise and Vibration in Vehicles by an Appropriate Engine Mount System and Active Absorbers**. SAE Technical Paper 960185, 1996.
55. NISHIO, Y.; KOHAMA, T.; KURODA, O. **New Approach to Low-Noise Air Intake System Development**. SAE Technical Paper 911042, 1991.
56. NUNES, M. A. A. **Uma metodologia para quantificação da contribuição sonora de fontes de ruído industrial no meio ambiente**. 2006. 156 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Uberlândia, 2006.
57. ONUSIC, H. **A evolução da acústica veicular no Brasil**. *Revista de Acústica e Vibrações*. Florianópolis – SC, n. 28, p. 2-9, Dezembro, 2001.
58. PADILHA, P. E. F. **Comparação de Técnicas de Análise de Caminhos de Transferência Vibroacústicos**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2006.
59. PARK, S.; PARK, D.; YOON, K.; LEE, M. **A Study of Front Subframe System Optimization for Improving Vehicle NVH Performance**. SAE Technical Paper 2009-01-2097, 2009.
60. PAULINELLI, G. G. **Desenvolvimento de Análise por Trajetórias Vibroacústicas para Aplicação Automotiva**. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Minas Gerais, 2008.
61. PLUNT, J. **Finding and Fixing Vehicle NVH Problems with Transfer Path Analysis**, Acoustical Publications, Inc., November, 2005.
62. RAO, S. **Vibrações Mecânicas**. 4ª ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 424p, 2008.
63. ROOZEN, N.B.; LECLÈRE, Q. **On the use of artificial excitation in operational transfer path analysis**. *Applied Acoustics*, Delft, v.74, p. 1167-1174, 2013.

64. 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.
65. SAE International. **Artigos técnicos publicados pela sociedade científica mundial na área automotiva**. Disponível em <<http://www.sae.org/technical/papers>>. Novembro, 2007.
66. SAKAMOTO, H.; YAZAKI, K.; FUKUSHIMA, M. **Reduction of Automobile Booming Noise Using Engine Mountings That Have an Auxiliary Vibrating System**. SAE Technical Paper 810399, 1981.
67. SHIMOMURA A. P.; Duarte, D.; Monteiro, L. M.; Michalski, R. L. X. N. **Desempenho acústico, arquitetura e urbanismo**. Universidade de São Paulo – FAUUSP, 2004.
68. SOTTEK, R; GENUIT, K; BEHLER, G; and VORLÄNDER, M. **Description of Broadband Structure-Borne and Airborne Noise Transmission from the Powertrain**. Fisita 2006, Yokohama/Japan, 2006.
69. SOUZA, F. P. **Efeitos da poluição sonora no sono e na saúde geral – ênfase urbana**. Revista de Acústica e Vibrações, n. 10, 1992.
70. STURESSON, P.; SvENSSON, C.; WECKNER, J.; KARLSSON, R. **N&V Integration and Optimization of Driveline Using Transfer Path Analysis**. SAE Technical Paper 2012-01-1531, 2012.
71. SUNG, S.; CHAO, S.; LINGALA, H.; MUNDY, L. **Structural-Acoustic Analysis of Vehicle Body Panel Participation to Interior Acoustic Boom Noise**. SAE Technical Paper 2011-01-0496, 2011.
72. TANDOGAN, F. O. Technical note: **Vehicle interior noise source contribution and transfer path analysis**. International Journal of Vehicle Design, Vol. 52, 2010.
73. VAN DER AUWERAER, H; MAS, P; DOM, S; VECCHIO, A; JANSSENS, K; VAN DE PONSEELE, P. **Transfer path analysis in the critical path of vehicle refinement: the role of fast, hybrid and operational path analysis**’, SAE 2007 Noise and Vibration Conference and Exhibition, 2007.
74. VIGÈ, D.. **Vehicle Interior Noise Refinement – Cabin Sound Package Design and Development**. In: Wang, X.. Vehicle Noise and Vibration Refinement. 1ª ed. Cambridge: Woodhead Publishing Limited, 2010. Capítulo 13, páginas 286-317.
75. WANG, X. **Vehicle noise and vibration refinement**. 1a ed. Cambridge: Woodhead Publishing Limited, 2010. 434p.
76. WELLMANN, T.; GOVINDSWAMY, K.; BRAUN, E. WOLFF, K. **Aspects of Driveline Integration for Optimized Vehicle NVH Characteristics**. SAE Technical Paper 2007-01-2246, 2007.
77. WYCKAERT, K.; GIEIEN, L.; VAN DER LINDEN, P.; VAN DER AUWERAER, H. **An Integrated Approach to Vehicle NVH Optimization**. SAE Technical Paper 962489, 1996.