

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO DE ENGENHARIAS DA MOBILIDADE**

Diego Willian da Silva

**MODELAGEM VIBROACÚSTICA DE VEÍCULOS
UTILIZANDO O MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS:
CONTRIBUIÇÃO DOS CAMINHOS DA SUSPENSÃO**

Joinville

2014

Diego Willian da Silva

**MODELAGEM VIBROACÚSTICA DE VEÍCULOS
UTILIZANDO O MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS:
CONTRIBUIÇÃO DOS CAMINHOS DA SUSPENSÃO**

Trabalho de Conclusão de Curso submetido à Engenharia Automotiva para a obtenção do Grau de Engenheiro.
Presidente/Orientador: Prof. Dr. Eng. Sergio Junichi Idehara

Joinville

2014

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Silva, Diego
Modelagem Vibroacústica de Veículos Utilizando o Método
de Elementos Finitos : Contribuição dos Caminhos da
Suspensão / Diego Silva ; orientador, Sergio Idehara -
Florianópolis, SC, 2014.

p.

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) -
Universidade Federal de Santa Catarina, Campus Joinville.
Graduação em Engenharia Automotiva.

Inclui referências

1. Engenharia Automotiva. 2. Acústica Veicular. 3.
Elementos Finitos. 4. Dinâmica de Estruturas. 5. Engenharia
Automotiva. I. Idehara, Sergio. II. Universidade Federal
de Santa Catarina. Graduação em Engenharia Automotiva. III.
Titulo.

Diego Willian da Silva

**MODELAGEM VIBROACÚSTICA DE VEÍCULOS
UTILIZANDO O MÉTODO DE ELEMENTOS
FINITOS: CONTRIBUIÇÃO DOS CAMINHOS DA
SUSPENSÃO**

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi julgado aprovado para a obtenção do Título de “Engenheiro”, e aprovado em sua forma final pela Engenharia Automotiva.

Joinville, 18 de julho 2014.

Prof. Dr. Eng. Leonel Rincon Cancino
Coordenador do Curso

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Eng. Sergio Junichi Idehara
Presidente/Orientador

Prof. Dr. Eng. Thiago Antonio Fiorentin

Prof. Dr. Eng. Regis Kovacs Scalice

Dedico este trabalho aos meus pais, Sônia e Vanderlei, por tudo que fizeram por mim, dedico também a minha família e amigos, que estiveram comigo e me apoiaram durante toda essa jornada.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, gostaria de fazer um agradecimento especial, as pessoas que me motivaram a chegar até aqui, pessoas essas que sempre estiveram comigo me apoiando, me incentivando e me criticando, sem elas minhas conquistas não significam nada, agradeço, portanto, aos meus pais Sônia e Vanderlei, à minha avó Anábia, aos meus tios e padrinhos Beto e Lena, aos primos Daniele e Jonatan, Bruna e Marcelo, Laryssa e Kamily, à vocês meus sinceros agradecimentos... E que venham mais festas e churrascos.

Agradeço também aos amigos, aos novos e antigos, o companherismo de vocês foi e ainda é fundamental para mim. Um grande obrigado aos amigos de infância, Eduardo e Guilherme, aos amigos de ensino médio, Anderson, Moacir e Patrick, e também aos amigos de faculdade, Fernando e Massaneiro.

Por fim, agradeço à empresa Vibroacustica e ao meu chefe Edmar pela oportunidade de realizar este trabalho, ao meu supervisor e mentor Celso, aos companheiros de trabalho Acir, Suelen e Robson pelo conhecimento compartilhado, e ao meu orientador Sergio Idehara por me guiar nessa última fase.

Deixem que o futuro diga a verdade e avalie cada um de acordo com o seu trabalho e realizações. O presente pertence a eles, mas o futuro pelo qual eu sempre trabalhei pertence a mim.

Nikola Tesla

RESUMO

Um dos maiores problemas na dinâmica de estruturas é a variabilidade e a imprecisão dos modelos numéricos, cuja representatividade normalmente não é trivial de se obter. O principal objetivo desse trabalho é desenvolver uma modelagem de um veículo utilizando o método de elementos finitos que permita avaliar o comportamento vibroacústico dos caminhos da suspensão, avaliando a contribuição da suspensão dianteira vs. suspensão traseira para a geração do ruído interno do veículo. Assim, com embasamento teórico, proveniente da revisão bibliográfica, será desenvolvida a modelagem do veículo utilizando modelos de elementos finitos e os resultados comparados com dados experimentais, baseados na técnica de SPC (*Source Path Contribution*).

Palavras-chave: Acústica Veicular. Elementos Finitos. Dinâmica de Estruturas. Engenharia Automotiva.

ABSTRACT

One of the biggest problems in structural dynamics is the variability and inaccuracy of the numeric models, wich representativeness normally isn't trivial to achieve. The main objective of this work is to develop a modeling of a vehicle using the finite element method that allows evaluating of the vibroacoustic behavior of the paths of the suspension, evaluating the contribution of the front suspension vs. the rear suspension to the generation of the internal noise of the vehicle. So, along with theoretical basis, from bibliographic review, will be developed the modeling of the vehicle using finite element models and the results compared with experimental data, based on the SPC (Source Path Contribution) technique.

Keywords: Vehicular Acoustics. Finite Element. Structural Dynamics. Automotive Engineering.

LISTA DE FIGURAS

| | | |
|-----------|--|----|
| Figura 1 | Fontes de Ruído, Vibração e Aspereza em um veículo. . | 33 |
| Figura 2 | Ilustração de caminhos estruturais e aéreos..... | 34 |
| Figura 3 | Fonte, transferência, receptor. | 35 |
| Figura 4 | Caminhos estruturais em um veículo..... | 36 |
| Figura 5 | <i>Trimmed-Body</i> de um veículo. | 37 |
| Figura 6 | Modelo de transmissibilidade..... | 42 |
| Figura 7 | Modelo esquemático. | 43 |
| Figura 8 | Modelo fonte receptor..... | 44 |
| Figura 9 | Matriz de Inertâncias. | 46 |
| Figura 10 | Elemento tetraédrico (esquerda) e elemento prismático (direita)..... | 46 |
| Figura 11 | Modelo de Elementos Finitos..... | 50 |
| Figura 12 | Malha numérica ilustrando os pontos 1, 2, 110 e 210. . | 52 |
| Figura 13 | Malha numérica ilustrando os pontos 3, 101, 102, 201 e 202..... | 52 |
| Figura 14 | Malha numérica ilustrando os pontos 301, 310, 319, 401, 410 e 419..... | 53 |
| Figura 15 | Ponto auxiliar no volante (acelerômetro)..... | 53 |
| Figura 16 | Ponto auxiliar no trilho do banco (acelerômetro)..... | 54 |
| Figura 17 | Ponto auxiliar na caixa de câmbio (acelerômetro)..... | 54 |
| Figura 18 | Microfones no interior da cabine. | 55 |
| Figura 19 | Exemplo de impactação..... | 56 |
| Figura 20 | Fluxograma do processo. | 57 |
| Figura 21 | Valores singulares máximos e mínimos. | 59 |
| Figura 22 | Forças estimadas corretamente (17 casas decimais / sem auxiliares)..... | 60 |
| Figura 23 | Forças estimadas não corretamente (5 casas decimais / sem auxiliares)..... | 60 |
| Figura 24 | Erro médio (sem auxiliares)..... | 61 |
| Figura 25 | Erro máximo (sem auxiliares)..... | 61 |
| Figura 26 | Erro médio (50 auxiliares)..... | 62 |
| Figura 27 | Erro máximo (50 auxiliares)..... | 63 |
| Figura 28 | Método da matriz / Inversão da matriz..... | 65 |

| | |
|--|----|
| Figura 29 Número condicional e máximos/mínimos valores singulares para 43 indicadores..... | 66 |
| Figura 30 Número condicional e máximos/mínimos valores singulares para 80 indicadores..... | 67 |
| Figura 31 Espectro da Força (esq.) e Ruído (dir.) - medido em vermelho, calculado em azul - 43 indicadores - inversão direta..... | 67 |
| Figura 32 Espectro da Força (esq.) e Ruído (dir.) - medido em vermelho, calculado em azul - 43 indicadores - tolerância Máx. Val. Sing. * 1/10..... | 68 |
| Figura 33 Espectro da Força (esq.) e Ruído (dir.) - medido em vermelho, calculado em azul - 43 indicadores - tolerância Máx. Val. Sing. * 1/50..... | 68 |
| Figura 34 Espectro da Força (esq.) e Ruído (dir.) - medido em vermelho, calculado em azul - 43 indicadores - tolerância Máx. Val. Sing. * 1/100..... | 69 |
| Figura 35 Espectro da Força (esq.) e Ruído (dir.) - medido em vermelho, calculado em azul - 43 indicadores..... | 69 |
| Figura 36 Espectro da Força (esq.) e Ruído (dir.) - medido em vermelho, calculado em azul - 46 indicadores..... | 70 |
| Figura 37 Espectro da Força (esq.) e Ruído (dir.) - medido em vermelho, calculado em azul - 52 indicadores..... | 70 |
| Figura 38 Espectro da Força (esq.) e Ruído (dir.) - medido em vermelho, calculado em azul - 60 indicadores..... | 71 |
| Figura 39 Espectro da Força (esq.) e Ruído (dir.) - medido em vermelho, calculado em azul - 80 indicadores..... | 71 |
| Figura 40 Força - medido (azul), calculado via código (vermelho), calculado via <i>software</i> comercial (verde)..... | 72 |
| Figura 41 Ruído - medido (azul), calculado via código (vermelho), calculado via <i>software</i> comercial (verde)..... | 72 |
| Figura 42 Ruído no microfone do motorista - medido em vermelho, reconstruído em azul (<i>software</i> comercial)..... | 76 |
| Figura 43 Ruído no microfone do motorista - medido em vermelho, reconstruído em azul (código do autor)..... | 77 |
| Figura 44 Valor absoluto de algumas das forças estimadas..... | 78 |
| Figura 45 Malha do modelo numérico - 885 mil nós / 992 mil elementos: 2D (triangulares e quadráticos) e 3D (tetraédricos e prismáticos)..... | 79 |

| | |
|---|----|
| Figura 46 Ruído [dB(A)]: simulado (numérico) em verde, estimado (SPC) em azul, medido em vermelho..... | 80 |
| Figura 47 Modelo com suspensão simplificada..... | 81 |
| Figura 48 Ruído [dB(A)]: Modelo com suspensão em azul, sem suspensão em vermelho..... | 81 |
| Figura 49 Contribuições [dB(A)] em 1/3 de oitavas: total em vermelho, <i>powertrain</i> em azul, suspensão dianteira em verde, suspensão traseira em laranja..... | 82 |
| Figura 50 Overall [dB(A)] - Resultado da Simulação..... | 83 |
| Figura 51 Overall [dB(A)] - Resultado do SPC..... | 83 |

LISTA DE TABELAS

| | | |
|----------|--------------------------------------|----|
| Tabela 1 | Lista de equipamento utilizado | 56 |
|----------|--------------------------------------|----|

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

| | | |
|-----|---|----|
| SPC | <i>Source Path Contribution</i> | 30 |
| TPA | <i>Transfer Path Analysis</i> | 35 |
| NVH | <i>Noise, Vibration and Harshness</i> | 35 |
| B&K | Brüel & Kjær..... | 35 |
| FRF | Função Resposta-Frequência..... | 37 |
| SVD | <i>Singular Value Decomposition</i> | 38 |
| SPL | <i>Sound Pressure Level</i> | 44 |
| NPS | Nível de Pressão Sonora..... | 45 |
| DOF | Grau de Liberdade..... | 45 |

LISTA DE SÍMBOLOS

| | | |
|----------|--|----|
| Hz | Hertz | 36 |
| H^a | Função de Transferência de Ruído | 36 |
| k | Rigidez | 36 |
| dB | Decibel | 38 |
| ω | Frequência Angular | 42 |
| ζ | Coeficiente de Amortecimento | 42 |
| j | Unidade Imaginária | 42 |
| F | Força | 44 |
| k | Rigidez Dinâmica | 44 |
| x,y,z | Coordenadas do Plano Cartesiano | 47 |
| c_n | Constantes | 47 |
| h_n | Função de Forma | 47 |
| ∇ | Operador Laplaciano | 48 |
| p | Pressão Acústica | 48 |
| ρ | Densidade | 48 |
| M_{ij} | Massa Acústica | 49 |
| K_{ij} | Rigidez Acústica | 49 |
| C_{ij} | Amortecimento Acústico | 49 |

SUMÁRIO

| | |
|---|----|
| 1 INTRODUÇÃO | 29 |
| 1.1 PROBLEMA | 29 |
| 1.2 JUSTIFICATIVA | 30 |
| 1.3 OBJETIVOS | 30 |
| 1.3.1 Objetivos Gerais | 30 |
| 1.3.2 Objetivos Específicos | 30 |
| 1.4 DESCRITIVO DOS CAPÍTULOS | 31 |
| 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA | 33 |
| 2.1 RUÍDO, VIBRAÇÃO E ASPEREZA | 33 |
| 2.2 CAMINHOS DE TRANSFERÊNCIA VIBROACÚSTICOS . | 34 |
| 2.3 TÉCNICAS DE ANÁLISE DO CAMINHO | 36 |
| 3 EMBASAMENTO TEÓRICO | 41 |
| 3.1 MODELAGEM VIBROACÚSTICA | 41 |
| 3.2 <i>SOURCE PATH CONTRIBUTION</i> (CONTRIBUIÇÃO - CAMINHO - FONTE) | 42 |
| 3.2.1 Modelo de Transmissibilidade | 42 |
| 3.2.2 Função de Transferência de Ruído | 43 |
| 3.2.3 Método Direto | 44 |
| 3.2.4 Método de Inversão de Matriz | 45 |
| 3.3 MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS | 46 |
| 3.4 SOLUÇÃO DOS PROBLEMAS DE VIBROACÚSTICA PELO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS | 48 |
| 4 SETUP EXPERIMENTAL | 51 |
| 5 ANÁLISE DE SENSIBILIDADE | 57 |
| 5.1 MÉTODO SPC: NÚMERO DE CASAS DECIMAIS X NÚMERO DE INDICADORES X TOLERÂNCIA DA PSEUDO-INVERSA | 57 |
| 5.1.1 Placa Plana | 58 |
| 5.1.2 Carro Completo | 63 |
| 6 RESULTADOS | 75 |
| 6.1 TESTE DE RODAGEM | 75 |
| 6.2 APLICAÇÃO DO SPC | 75 |
| 6.3 SIMULAÇÃO NUMÉRICA | 78 |
| 6.4 ANÁLISE | 80 |
| 7 CONCLUSÃO | 85 |
| REFERÊNCIAS | 87 |

1 INTRODUÇÃO

1.1 PROBLEMA

Um dos maiores problemas na modelagem dinâmica da engenharia estrutural é a variabilidade e a incerteza. As montadoras automotivas colocam grande esforço nessa linha de pesquisa a fim de realizar otimização vibroacústica do veículo, seja para melhorar os níveis de ruído e vibração percebidos pelos passageiros ou para reduzir os custos. Mas como entender e controlar o desempenho vibroacústico de um carro?

A abordagem a ser feita pode determinar o sucesso ou o fracasso de um projeto, em um cenário competitivo onde o tempo é limitado e o custo é crucial, obter resultados dentro de um prazo e orçamento adequado é essencial. A realização de uma análise de contribuições dos caminhos (pontos de montagem de um componente na estrutura) pode ser útil para definir onde atuar primeiro ou até mesmo identificar um problema, tendo isso definido, pode-se recorrer à modelos numéricos para montar propostas e escolher a mais adequada de forma rápida e eficiente. O método de elementos finitos pode ser aplicado para fornecer aproximações estatisticamente razoáveis na análise vibroacústica, no entanto, em alguns casos é difícil realizar a modelagem de maneira eficaz obtendo resultados condizentes com a realidade.

Devido a isso, faz-se necessário realizar experimentos a fim de ajustar e validar os resultados obtidos na modelagem. Surge então um novo problema, que é a obtenção de dados experimentais coerentes, com o mínimo possível de ruído de medição. Como então realizar testes e medições condizentes com situações práticas, sem ruídos externos que possam influenciar na resposta?

Isso é algo que requer prática e cautela, desde a escolha dos pontos a serem medidos e do teste adequado ao resultado que se deseja obter até a instrumentação propriamente dita, devido à importância de se obter bons resultados para validar a análise computacional ou ainda ajudar a refinar o modelo num processo iterativo entre resultado experimental e método computacional.

1.2 JUSTIFICATIVA

Um dos fatores que afeta gravemente o conforto dos passageiros em um carro é a acústica interna do mesmo, sendo esse um dos pontos que gera um *feedback* muito negativo do veículo quando mal projetado.

A habilidade de prever o comportamento vibroacústico dos componentes mais relevantes através de um método computacional pode aprimorar o projeto acústico do veículo.

Assim, ter um modelo que represente com fidelidade o veículo estudado em condições práticas de uso reduz significativamente o tempo e o custo ao se realizar um planejamento de experimentos, tendo em vista que a instrumentação de um veículo completo não só requer muitos sensores como também requer muito tempo para caracterizar o veículo e realizar os testes de rodagem, sendo que a rodagem depende também de boas condições climáticas, já que em geral são feitas em local aberto.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 Objetivos Gerais

O principal objetivo desse trabalho é desenvolver uma modelagem de um carro utilizando o método de elementos finitos que permita prever com uma boa confiabilidade o comportamento vibroacústico dos caminhos da suspensão, quantificando a contribuição da suspensão dianteira vs suspensão traseira.

1.3.2 Objetivos Específicos

Como objetivos específicos tem-se: avaliar a eficiência de um método relativamente novo - SPC (*Source Path Contribution*) - criado especialmente para a indústria automotiva, e analisar como os resultados obtidos podem ser utilizados em um modelo numérico para reproduzir condições operacionais de rodagem, o que é realizado através de uma análise de sensibilidade com dados provenientes de simulação, bem como através de testes experimentais, possibilitando estimar quanto o modelo desenvolvido consegue se aproximar dos resultados reais, analisando e comparando os dados obtidos do modelo com os dados provenientes das medições.

1.4 DESCRITIVO DOS CAPÍTULOS

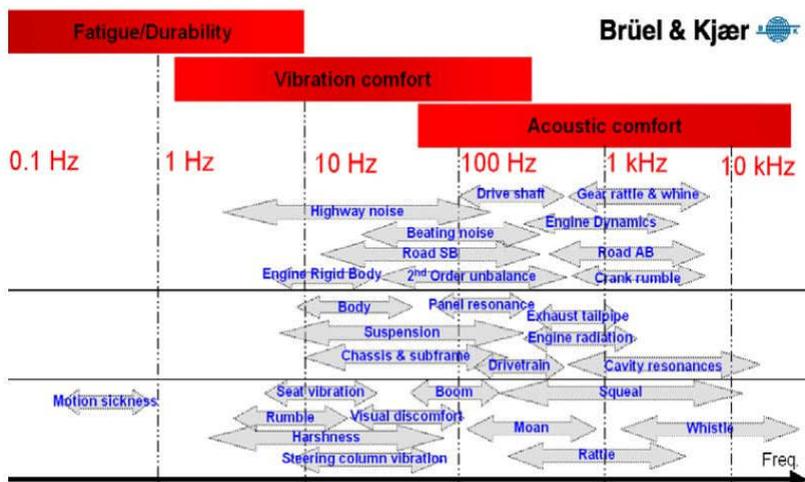
No primeiro capítulo já apresentado foi realizada uma introdução ao tema, descrevendo o problema e apresentando a justificativa do estudo realizado, bem como os objetivos traçados. No segundo capítulo é realizada uma revisão bibliográfica, visando analisar os trabalhos que já foram desenvolvidos nessa linha de pesquisa, a fim de mostrar o que outros autores já desenvolveram a respeito do tema. O terceiro capítulo contempla o embasamento teórico, buscando esclarecer as teorias envolvidas no trabalho a ser desenvolvido. O quarto capítulo descreve o *setup* experimental realizado e segue com uma análise de sensibilidade do método aplicado utilizando primeiro dados numéricos e depois os dados do experimento propriamente dito. No quinto capítulo são apresentados os resultados, sendo estes os obtidos do teste de rodagem, da aplicação da técnica e da simulação realizada em cima do modelo numérico desenvolvido, finalizando com uma análise desses resultados. Por fim, no sexto e último capítulo são apresentadas as conclusões obtidas ao longo do estudo realizado.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 RUÍDO, VIBRAÇÃO E ASPEREZA

Møller & Batel (2006) discutem o cenário competitivo atual no qual os fabricantes e fornecedores automotivos devem alcançar a qualidade de produto que o cliente demanda. Eles comentam que o conforto acústico e vibracional em carros se tornam cada vez mais importante e é uma característica de percepção geral da qualidade do veículo. Essa percepção holística do veículo inclui atributos diferentes levados em conta: qualidade sonora, impressões táteis, vibração do corpo todo, bem como a percepção visual. A habilidade de cascatear essa percepção global em componentes ou sub-sistemas alvos, vide figura 1, é crucial para as montadoras. Por isso a necessidade de avaliar o som interno e a contribuição de diferentes fontes sonoras torna-se crítica.

Figura 1 – Fontes de Ruído, Vibração e Aspereza em um veículo.

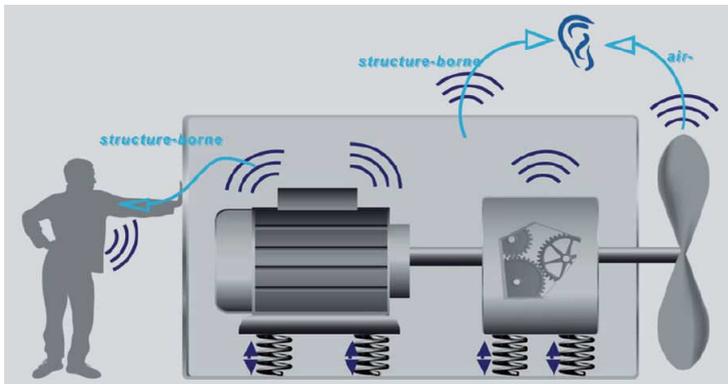


Fonte: Møller e Batel (2006)

2.2 CAMINHOS DE TRANSFERÊNCIA VIBROACÚSTICOS

A análise dos caminhos de transferência é um procedimento baseado em teste que permite que se trace o fluxo da energia vibroacústica da fonte, através de um conjunto de caminhos estruturais e aéreos conhecidos, até uma dada localização receptora, como apresentado por Janssens et al. (2009). A figura 2 mostra esquematicamente o impacto de uma fonte para um receptor.

Figura 2 – Ilustração de caminhos estruturais e aéreos.



Fonte: LMS (2009)

O objetivo é a avaliação da contribuição de cada caminho de energia da fonte ao receptor, de modo que se possa identificar os componentes ao longo desse caminho e que possam ser modificados para resolver um problema específico ou, ainda, para otimizar o projeto através da escolha das características desejadas para esses componentes, como abordado por Gajdatsy (2009).

Van der Auweraer (2007) aborda a técnica TPA (*Transfer Path Analysis*) como apenas uma etapa no processo de otimização de NVH (*Noise, Vibration and Harshness*). Segundo Van der Auweraer (2007), o processo de otimização de NVH começa com a identificação do problema. Esta consiste em desempenhar medições preliminares, que são focadas em definir condições de testes ótimas para a aquisição de dados e identificar as faixas críticas de frequências no espectro do ruído. O segundo passo, na otimização de NVH, é a análise de modo operacional

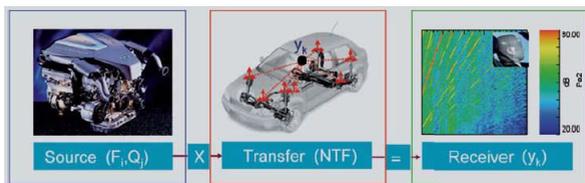
de deflexão. Uma vez que essa etapa tenha sido realizada, uma análise completa de TPA pode ser realizada nos possíveis caminhos identificados. Após o TPA estar completo, a análise modal estrutural ou análise modal acústica irão identificar as causas de possíveis problemas de ruído e vibração.

Já Verheij (1992) utiliza a técnica de SPC (*Source Path Contribution*) da B&K (Brüel & Kjær) como um método para determinar o quão alto fontes individuais de ruídos, por exemplo em um veículo, são percebidas por um ouvinte (motorista).

Verheij (1997) indica que a quantidade que uma fonte de som produz pode ser determinada com uma medição de potência sonora, por exemplo. No entanto tal medição não fornece informação sobre a impressão subjetiva que é percebida por um ouvinte, pois a medição não inclui o efeito do ambiente.

Duval et al. (2004) mostra que para poder determinar o quanto de ruído é percebido, deve-se avaliar a força da fonte e a influência do caminho da fonte até o ouvido, como ilustra a figura 3.

Figura 3 – Fonte, transferência, receptor.



Fonte: LMS (2009)

Em estruturas complexas envolvendo muitos subconjuntos (como um automóvel, avião ou submarino) a sensação vibroacústica percebida por um observador, em uma localização qualquer, pode facilmente ter sido causada por uma fonte de vibração qualquer. Por exemplo, a energia de uma fonte em um carro é transmitida para a cavidade de passageiros por um número de diferentes rotas: dos coxins do motor, dos pontos de conexão do sistema de exaustão e indiretamente até mesmo através dos eixos motores e da suspensão, conforme Romano (1996).

Gade (2005) ressalva que caminhos aéreos do sistema de admissão ou exaustão, por exemplo, podem ser importantes também.

Para Glibert e Møller (1999), da Brüel & Kjær, o conhecimento

do ruído de origem estrutural, ilustrado na figura 4, é essencial para a otimização do produto. Eles afirmam que no projeto e teste de produtos industriais a técnica de análise dos caminhos vibroacústicos se tornou uma ferramenta a qual pode obter conhecimento essencial do ruído estrutural. A técnica de análise dos caminhos vibroacústicos mapea a propagação da vibração estrutural das fontes, como o motor em um carro.

Figura 4 – Caminhos estruturais em um veículo.



Fonte: LMS (2009)

De modo geral a experiência em projetos automotivos é de que em baixas frequências, tipicamente abaixo de 500 Hz, 90% dos problemas são de natureza estrutural, enquanto em altas frequências, tipicamente acima de 1000 Hz, 90% originam de ruído aéreo.

Glibert e Møller (1999) definem como condição crucial para resultados confiáveis a determinação experimental da dinâmica de ambos os corpos e os diferentes caminhos. Isso pode ser obtido por duas abordagens diferentes, *Force Vector Path* e *Matrix Path Method*. Eles também destacam dois parâmetros importantes para a descrição do caminho do ruído: a função de transferência de ruído H^a , e a rigidez k dos caminhos individuais.

2.3 TÉCNICAS DE ANÁLISE DO CAMINHO

Schuhmacher e Tcherniak (2009) investigaram uma versão puramente no domínio do tempo da análise de SPC usando uma fonte controlável, um simulador de ruído e vibração instalado em um *trimmed-body* (estrutura + revestimentos) de um veículo, ilustrado na figura 5.

Eles examinaram ambas entradas: aérea e estrutural, e utilizaram o método da matriz no domínio do tempo para calcular as contribuições das fontes como sons na posição dos ouvintes dentro da cabine.

Figura 5 – *Trimmed-Body* de um veículo.



Fonte: Free Field Technologies (2014)

Schuhmacher e Tcherniak (2009) descrevem o simulador como sendo uma caixa de madeira com sete faces utilizada como fonte para testar o método de análise de contribuição no domínio do tempo. Cada face é equipada com várias unidades de auto-falantes para produzir entradas puramente aéreas no veículo. Também, um *shaker* (excitador eletromagnético) instalado dentro da caixa de madeira é utilizado para gerar entradas puramente estruturais. A caixa é instalada no carro nos coxins do *powertrain* (trem de potência).

Schuhmacher e Tcherniak (2009) primeiro utilizaram dados operacionais da condição simulada e os conjuntos de funções resposta-frequência (FRFs) para estimar a força em alguns pontos definidos como fontes, ambas acústicas e mecânicas, depois as forças operacionais das fontes são combinadas com as FRFs vibroacústicas para prever as contribuições no receptor. Por fim, as contribuições previstas são validadas com dados medidos.

Schuhmacher e Tcherniak (2009) mencionam, em seu trabalho, um aspecto muito importante com relação a inversão de matrizes realizada no método da matriz, referente a utilização da pseudo-inversa,

por se tratarem de matrizes não-quadradas.

Para evitar soluções contendo componentes de ruído amplificadas, decomposição em valores singulares - *Singular Value Decomposition* (SVD) - é realizada para cada frequência, e valores singulares menores que um certo limiar (*threshold*) são descartados. Nesse trabalho, esse *threshold* é expresso em dB relativo ao maior valor singular, e um valor de -20 dB é aplicado em ambos os casos. (Schuhmacher e Tcherniak, 2009).

Schuhmacher e Tcherniak (2009) ainda citam em outro trecho:

Até então, nós assumimos algum tipo de regularização ao calcular os filtros da inversa para as predições em ambos os casos. Se nós não adicionarmos nenhum tipo de regularização nos cálculos do filtro da inversa, significando que nós apenas computamos a pseudo-inversa das matrizes para cada frequência, nós temos um outro conjunto de filtros da inversa. Usando esse outro conjunto de filtros no caso estrutural, nós temos a predição da contribuição da segunda ordem. As duas curvas não estão muito diferentes, sugerindo que a regularização não possui grande efeito na predição dessa faixa de frequência. De modo geral, há algumas divergências entre medição e predição quando comparando as contribuições estruturais, mas a tendência das curvas são as mesmas. (Schuhmacher e Tcherniak, 2009).

Nesse trecho fica claro não somente a eficácia do método nos resultados obtidos por Schuhmacher e Tcherniak (2009), mas também que o *threshold* é uma variável à ser avaliada para cada caso, podendo ou não causar discrepância nos resultados.

Em outro trabalho, Kim e Lee (2008) utilizam um método híbrido de TPA (*Transfer Path Analysis*). De acordo com Kim e Lee (2008) o método híbrido de TPA utiliza força de excitação simulada como força de entrada, que excita o corpo flexível do veículo nos coxins, enquanto o método tradicional de TPA utiliza a força medida. Essa força simulada é obtida através de análise numérica por um modelo de elementos finitos do *powertrain*. O ruído interno é predito multiplicando a força simulada pela função de transferência vibroacústica do veículo.

Kim e Lee (2008) comentam que a função de transferência vibroacústica é a resposta acústica no compartimento de um carro para

uma força de entrada nos coxins do powertrain na estrutura flexível do veículo. Os resultados obtidos por Kim e Lee (2008) mostram que a tendência do ruído interno, predito baseado no método híbrido de TPA, corresponde muito bem com o ruído interno medido, com algumas diferenças devido não apenas ao erro experimental e erro de simulação, mas também devido ao efeito dos caminhos aéreos.

3 EMBASAMENTO TEÓRICO

3.1 MODELAGEM VIBROACÚSTICA

Vibração estrutural pode ser uma fonte para muitos dos problemas relatados em produtos. Segundo MSC Software (2014), vibração estrutural pode causar problemas de durabilidade e fadiga, bem como reações adversas aos passageiros na forma de vibrações não desejadas que possam ser sentidas ou ouvidas. As vibrações estruturais também podem dificultar que produtos funcionem como desejados e potencialmente tornarem-se preocupações de segurança.

Ruídos e vibrações estão entre as características de qualidade frequentemente percebidas de um produto e, assim, são um dos principais alvos de estudo procurados pela equipe de desenvolvimento de produto para ajudar diferenciá-los da concorrência. Utilizando modelos de análise por elementos finitos é possível simular e prever como um componente ou sistema irá se comportar dinamicamente sob condições de operação variáveis (MSC Software, 2014).

No entanto, os problemas enfrentados no processo de realização da modelagem, sempre buscando executá-la de maneira correta, visando obter resultados que se aproximem suficientemente da realidade, podem não ser tão triviais.

Entender as características da vibração estrutural de um componente ou sistema tipicamente requer que o engenheiro entenda ambos as características de vibração natural da estrutura, também conhecidos como modos de vibração, e como a estrutura responde a fatores de carregamentos externos, tipicamente referidos à resposta na frequência e carregamento transiente (MSC Software, 2014).

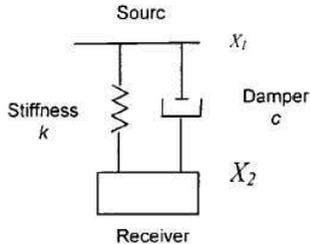
3.2 SOURCE PATH CONTRIBUTION (CONTRIBUIÇÃO - CAMINHO - FONTE)

Os modelos utilizados no presente trabalho para análise de vibração e ruído baseam-se nas técnicas de SPC (*Source Path Contribution*) e FEM (*Finite Element Method* - Método de Elementos Finitos), sendo que o SPC gera os dados de entrada para o modelo numérico de elementos finitos. Ambos serão introduzidos a seguir.

3.2.1 Modelo de Transmissibilidade

De acordo com Glibert e Møller (1999), geralmente a montagem de modelos vibratórios é feita por meio de amortecedores de diferentes tipos. O modelo descreve a taxa de vibração na fonte (x_1) e no receptor (x_2), representado na figura 6:

Figura 6 – Modelo de transmissibilidade.



Fonte: Glibert e Møller (1999)

A equação de movimento (equação 3.1) para o modelo se torna:

$$\frac{x_2}{x_1} = \frac{2j\omega\zeta\omega_0 - (\omega/\omega_0^2)}{1 + 2j\omega\zeta\omega_0 - (\omega/\omega_0^2)} \quad (3.1)$$

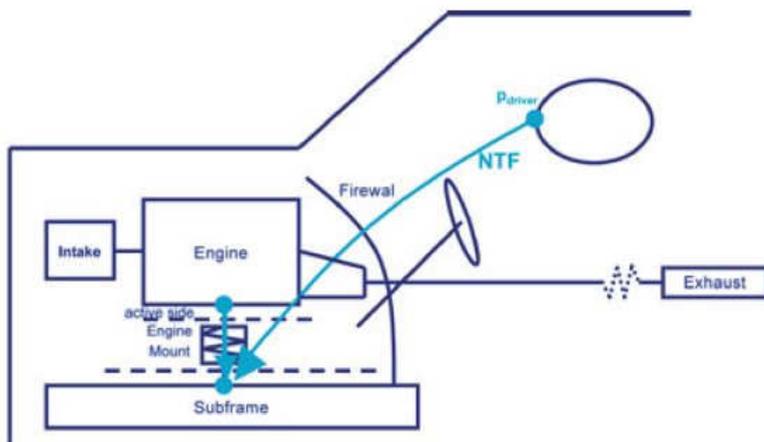
Onde ω é a frequência angular, ζ é o coeficiente de amortecimento e j é a unidade imaginária.

Glibert e Møller (1999) concluem que os parâmetros para otimizar a eficiência do sistema são o amortecimento (c) e a rigidez (k). Um amortecimento elevado reduz o pico da ressonância visualizado no espectro de vibração.

3.2.2 Função de Transferência de Ruído

A função de transferência de ruído (força rumor), H^a , é definida como a função de transferência entre a força aplicada à estrutura do carro e o ruído na posição do receptor, ilustrado na figura 7.

Figura 7 – Modelo esquemático.



Fonte: LMS (2009)

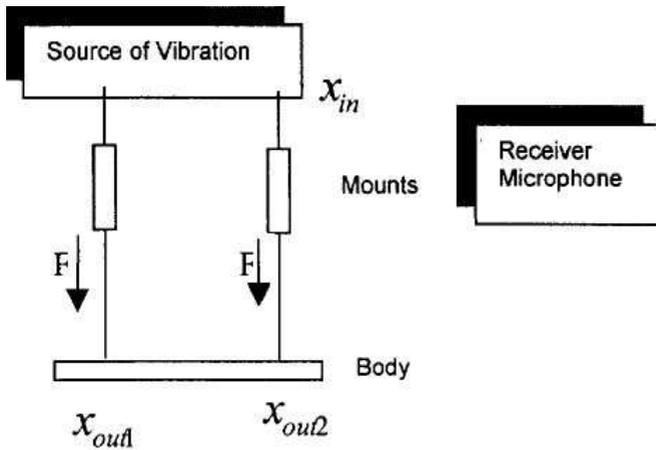
Glibert e Møller (1999) descrevem que um caminho de ruído típico consiste de uma vibração e um caminho acústico de transmissão. As vibrações são tipicamente conduzidas pelos coxins do motor e pelas estruturas da cabine. O caminho acústico é o ruído criado pela estrutura da cabine e medido pelo microfone.

A parte do modelo de análise de contribuição de ruído convertendo vibração em sinal acústico é descrito como um problema de dinâmica estrutural. Os amortecedores, agindo como coxins da fonte de vibração, são anexados ao grau de liberdade da excitação (figura 8).

O nível de pressão sonora medido na posição do microfone é dependente da amplitude de vibração da estrutura receptora.

De acordo com Glibert e Møller (1999), considerando o caminho acústico o ruído global interno criado por n forças aplicadas em diferentes locais do veículo pode ser expressado como:

Figura 8 – Modelo fonte receptor.



Fonte: Glibert e Møller (1999)

$$SPL_{tot} = \sum_1^n H_n^a F_n \quad (3.2)$$

Onde, na equação 3.2, F_n é a força aplicada no enésimo grau de liberdade e H_n^a é a função de transferência de ruído para o enésimo grau de liberdade. H_{tot}^a é uma grandeza vetorial com os elementos de H_n^a .

3.2.3 Método Direto

Segundo Glibert e Møller (1999), o caminho de vibração está fortemente relacionado à rigidez dinâmica dos coxins. A rigidez é descrita por k , que é a razão entre a força aplicada (F) e o deslocamento (x) (equação 3.3).

$$k = \frac{F}{x} \quad (3.3)$$

Da definição de H^a é visto que é possível determiná-lo experimentalmente aplicando uma força conhecida em um dos DOFs (graus

de liberdade) e medir o NPS (nível de pressão sonora) na posição do receptor. É notável que H^a é uma grandeza vetorial, onde cada elemento é a contribuição do NPS no receptor partindo de um DOF particular.

Os parâmetros descrevendo H_n^a , e k podem ser determinados em teste de bancada, onde a força precisa ser medida durante as medições de rigidez e de função de transferência de ruído. Para Glibert e Møller, essa determinação em bancada causa problemas práticos, já que o sistema testado precisa ser desmontado para determinação. A montagem dos transdutores de força podem causar mudanças na estrutura. Além das modificações do veículo para montagem dos transdutores de força consome tempo no processo de um teste piloto.

3.2.4 Método de Inversão de Matriz

Glibert e Møller (1999) afirmam que para superar os problemas práticos da determinação da força utilizando transdutores de força, uma medição indireta da rigidez é comumente utilizada. Esse método que é conhecido como método da matriz utiliza medições da matriz de rigidez feita em laboratório. Através de um *shaker* ou de martelo de impacto, uma força é aplicada em um ponto da estrutura do carro, e a vibração é medida em diferentes pontos da estrutura. As respostas-frequência formam a equação matricial (equação 3.4):

$$\{\ddot{x}\} = [H^v]\{F\} \quad (3.4)$$

Onde: $\{\ddot{x}\}$ é o vetor de acelerações, $[H^v]$ é a matriz de inertâncias e $\{F\}$ é o vetor de forças. Da inversão da matriz resulta (equação 3.5):

$$\{F\} = [H^v]^{-1}\{\ddot{x}\} \quad (3.5)$$

Mostrando que medindo as acelerações $\{\ddot{x}\}$ em condição operacional, as forças operacionais podem ser estimadas, equação matricial exemplificada na figura 9.

Figura 9 – Matriz de Inertâncias.

$$\begin{pmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \\ a_4 \\ a_5 \\ a_6 \\ a_7 \\ a_8 \\ a_9 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} In_{(1,1)} & In_{(1,2)} & In_{(1,3)} & In_{(1,4)} & In_{(1,5)} & In_{(1,6)} & In_{(1,7)} & In_{(1,8)} & In_{(1,9)} \\ In_{(2,1)} & In_{(2,2)} & In_{(2,3)} & In_{(2,4)} & In_{(2,5)} & In_{(2,6)} & In_{(2,7)} & In_{(2,8)} & In_{(2,9)} \\ In_{(3,1)} & In_{(3,2)} & In_{(3,3)} & In_{(3,4)} & In_{(3,5)} & In_{(3,6)} & In_{(3,7)} & In_{(3,8)} & In_{(3,9)} \\ In_{(4,1)} & In_{(4,2)} & In_{(4,3)} & In_{(4,4)} & In_{(4,5)} & In_{(4,6)} & In_{(4,7)} & In_{(4,8)} & In_{(4,9)} \\ In_{(5,1)} & In_{(5,2)} & In_{(5,3)} & In_{(5,4)} & In_{(5,5)} & In_{(5,6)} & In_{(5,7)} & In_{(5,8)} & In_{(5,9)} \\ In_{(6,1)} & In_{(6,2)} & In_{(6,3)} & In_{(6,4)} & In_{(6,5)} & In_{(6,6)} & In_{(6,7)} & In_{(6,8)} & In_{(6,9)} \\ In_{(7,1)} & In_{(7,2)} & In_{(7,3)} & In_{(7,4)} & In_{(7,5)} & In_{(7,6)} & In_{(7,7)} & In_{(7,8)} & In_{(7,9)} \\ In_{(8,1)} & In_{(8,2)} & In_{(8,3)} & In_{(8,4)} & In_{(8,5)} & In_{(8,6)} & In_{(8,7)} & In_{(8,8)} & In_{(8,9)} \\ In_{(9,1)} & In_{(9,2)} & In_{(9,3)} & In_{(9,4)} & In_{(9,5)} & In_{(9,6)} & In_{(9,7)} & In_{(9,8)} & In_{(9,9)} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ F_4 \\ F_5 \\ F_6 \\ F_7 \\ F_8 \\ F_9 \end{pmatrix}$$

Fonte: BIERMAYER et al., 2007

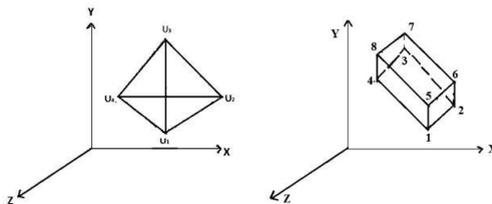
Glibert e Møller (1999) concluem que um problema com o método da matriz é a não-linearidade das propriedades da estrutura. O que coloca requerimentos na técnica de excitação, como a necessidade de checar a linearidade.

Para melhorar a precisão da determinação da matriz as vibrações podem ser medidas em pontos adicionais, e a matriz determinada por meio da técnica de pseudo-inversa.

3.3 MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

De acordo com Oluwole (2011), para interpolação em três dimensões, elementos tetraédricos de quatro nós ou elementos prismáticos de oito nós podem ser utilizados (figura 10).

Figura 10 – Elemento tetraédrico (esquerda) e elemento prismático (direita).



Fonte: OLUWOLE, 2011

Seguindo a abordagem apresentada por Oluwole (2011), para elementos tetraédricos, a função de interpolação linear \bar{u} pode ser expressa como (equação 3.6):

$$\bar{u} = c_1 + c_2x + c_3y + c_4z \quad (3.6)$$

Onde c_n são constantes e x,y e z sao coordenadas do plano cartesiano. O que pode ser reescrito em termos de valores nodais locais (equação 3.7):

$$\begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ u_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & x_1 & y_1 & z_1 \\ 1 & x_2 & y_2 & z_2 \\ 1 & x_3 & y_3 & z_3 \\ 1 & x_4 & y_4 & z_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} c_1 \\ c_2 \\ c_3 \\ c_4 \end{bmatrix} \quad (3.7)$$

Resolvendo o sistema linear de equações retorna a função (equação 3.8):

$$\bar{u} = h_1(x, y, z)u_1 + h_2(x, y, z)u_2 + h_3(x, y, z)u_3 + h_4(x, y, z)u_4 \quad (3.8)$$

Assim, as funções de forma h_n são (equação 3.9):

$$\begin{aligned} h_i(x, y, z); i = 1 - 4 \\ h_1(x, y, z) = s_{11} + s_{21}x + s_{31}y + s_{41}z \\ h_2(x, y, z) = s_{12} + s_{22}x + s_{32}y + s_{42}z \\ h_3(x, y, z) = s_{13} + s_{23}x + s_{33}y + s_{43}z \\ h_4(x, y, z) = s_{14} + s_{24}x + s_{34}y + s_{44}z \end{aligned} \quad (3.9)$$

Onde s é definido como (equação 3.10):

$$s_{11} = \frac{1}{6V} \det \begin{bmatrix} x_2 & y_2 & z_2 \\ x_3 & y_3 & z_3 \\ x_4 & y_4 & z_4 \end{bmatrix} \quad e \quad V = \frac{1}{6} \det \begin{bmatrix} 1 & x_1 & y_1 & z_1 \\ 1 & x_2 & y_2 & z_2 \\ 1 & x_3 & y_3 & z_3 \\ 1 & x_4 & y_4 & z_4 \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

Já para elementos prismáticos, a função de interpolação linear pode ser expressa como (equação 3.11):

$$\bar{u} = c_1 + c_2x + c_3y + c_4z + c_5xy + c_6xz + c_7yz + c_8xyz \quad (3.11)$$

A função de aproximação pode ser obtida utilizando os mesmos métodos, assim as funções de forma h_n tornam-se (equação 3.12):

$$\begin{aligned}
 h_1(x, y, z) &= \frac{1}{8abc}(1-x)(1-y)(1-z) \\
 h_2(x, y, z) &= \frac{1}{8abc}(1+x)(1-y)(1+z) \\
 h_3(x, y, z) &= \frac{1}{8abc}(1+x)(1+y)(1+z) \\
 h_4(x, y, z) &= \frac{1}{8abc}(1-x)(1+y)(1+z) \\
 h_5(x, y, z) &= \frac{1}{8abc}(1-x)(1-y)(1+z) \\
 h_6(x, y, z) &= \frac{1}{8abc}(1+x)(1-y)(1-z) \\
 h_7(x, y, z) &= \frac{1}{8abc}(1+x)(1+y)(1-z) \\
 h_8(x, y, z) &= \frac{1}{8abc}(1-x)(1+y)(1-z)
 \end{aligned} \tag{3.12}$$

3.4 SOLUÇÃO DOS PROBLEMAS DE VIBROACÚSTICA PELO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

De acordo com Gerges (2000), o campo sonoro produzido num ambiente fechado pode ser modelado através da equação de Helmholtz:

$$\nabla^2 p + k^2 p = 0 \tag{3.13}$$

Onde, na equação 3.13, ∇^2 é o operador Laplaciano, p é a pressão acústica no meio e k é o número de onda acústica.

Seguindo o princípio de solução apresentado por Gerges (2000), a velocidade da partícula "u" pode ser calculada em função da pressão através da seguinte expressão (equação 3.14):

$$u = \frac{j \nabla p}{\omega \rho} \tag{3.14}$$

Onde ρ é a densidade do meio, ω é a frequência da onda e ∇ é o operador gradiente.

As possíveis condições de contorno do volume "V" utilizadas são as seguintes (equação 3.15):

$$\begin{aligned}
p &= \bar{p} \text{ em } S_1 \\
\frac{\partial p}{\partial n} &= \nabla \underline{pn} = -i\rho\omega v_n \text{ em } S_2 \\
\frac{\partial p}{\partial n} &= \nabla \underline{pn} = -i\rho\omega A_n p \text{ em } S_3
\end{aligned} \tag{3.15}$$

Com $S = S_1 \cup S_2 \cup S_3$, sendo v_n a velocidade normal na superfície S_2 e A_n é a admitância normal na superfície S_3 .

Nesta técnica o volume é dividido em pequenas regiões denominadas de elementos e o campo de pressão pode então ser expresso como uma combinação linear da função de forma polinomial (N) e dos valores discretos de pressão modal:

$$p(x) = \sum_{i=1}^m N_i p_{hi}(x) \tag{3.16}$$

Onde N_i é a função de forma associada ao i -ésimo nó e p_{hi} é o valor aproximado da pressão naquele nó.

Incorporando a aproximação devido à equação 3.16, na equação integral de Galerkin, obtém-se o seguinte sistema de equações (equação 3.17):

$$[K - i\rho\omega C - \omega^2 M]\{p\} = i\rho\omega\{F\} \tag{3.17}$$

Onde são introduzidos os conceitos de massa acústica (M_{ij}), rigidez acústica (K_{ij}), amortecimento acústico (C_{ij}) e força acústica (F_j), dados pelas seguintes equações:

$$\begin{aligned}
K_{ij} &= \int_v \nabla N_i \nabla N_j dV & M_{ij} &= \int_v \frac{N_i N_j}{e^2} dV \\
C_{ij} &= \int_{S_3} N_i N_j A_n dS & F_i &= \int_{S_2} N_i N_j V_n dS
\end{aligned} \tag{3.18}$$

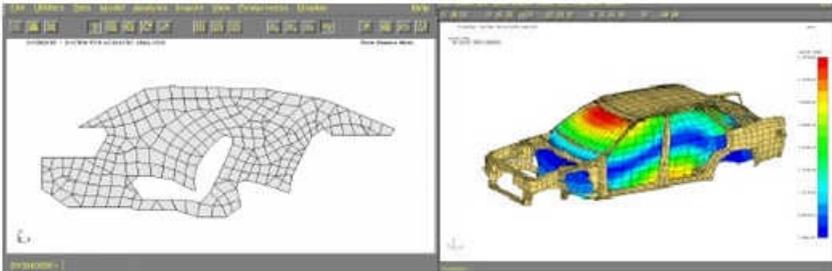
De modo similar ao problema dinâmico estrutural, a extração de autovalores (ω_i) e autovetores (ϕ_i) reais é possível fazendo-se C e F nulos na equação 3.18, obtendo-se a equação 3.19:

$$([K] - \omega^2[M])\{p\} = 0 \tag{3.19}$$

Que aceita soluções não-nulas $\{p\} - \{\phi_i\}$ para valores da frequência $\omega - \omega_i$ denominados de frequências de ressonâncias.

A figura 11 mostra exemplos de malhas de elementos finitos para análise acústica e estrutural na área automobilística.

Figura 11 – Modelo de Elementos Finitos



Fonte: GERGES, 2000

A partir do método de elementos finitos, o modelo obtido serve de base de entrada ao estudo da vibroacústica em estruturas automotivas, sendo esse o foco do presente trabalho, a obtenção de um modelo computacional utilizando o método de elementos finitos e a validação de ruído, vibração e aspereza.

4 SETUP EXPERIMENTAL

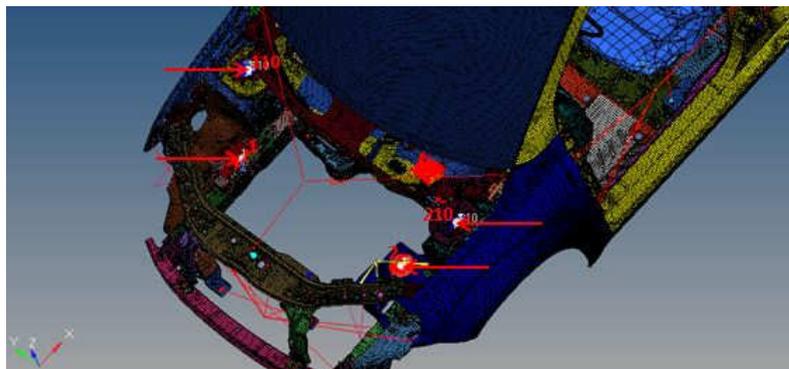
O primeiro passo, fundamental para todas as análises que se guem, é a obtenção das FRFs (Funções Resposta-Frequência) do objeto de estudo, no caso o FIAT 327. O método utilizado para tal é a excitação por impactação dos pontos de interesse, onde os pontos definidos como "driving points", pontos nos quais deseja-se avaliar as forças aplicadas, são impactados um à um, enquanto a resposta é medida em todos os pontos para cada impactação. Esses pontos de resposta são chamados de indicadores, sendo que os pontos nos quais a resposta é medida, mas não há impactação, são chamados de auxiliares.

Na aplicação da técnica de SPC (*Source Path Contribution*), como as respostas mais importantes são as pontuais, resposta no mesmo ponto e direção de impactação, a quantidade de indicadores deve ser pelo menos igual a quantidade de "driving points", sendo que segundo a literatura ter pontos auxiliares melhora a estimativa das forças e consequentemente a reconstrução das contribuições sonoras. Os fabricantes recomendam utilizar um número de indicadores duas vezes maior que o número de "driving points".

Para o veículo estudado, foram definidos como "driving points" os três pontos de apoio do motor - coxins lado passivo (lado fixo na estrutura) - e os três pontos de montagem de cada suspensão (dianteira direita e esquerda, traseira direita e esquerda), totalizando 15 pontos, sendo consideradas as três direções (x, y, z) para cada ponto, com exceção dos pontos 319 X e 419 X devido a inviabilidade de impactar esses pontos nessa direção, totalizando 43 "driving points".

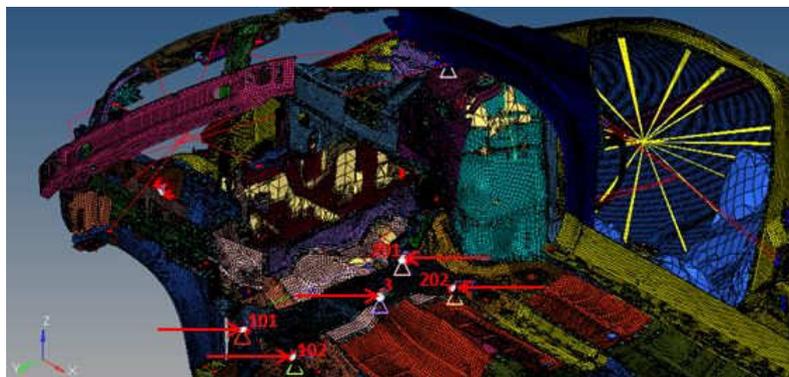
As figuras 12 à 14 ilustram através da malha numérico os pontos correspondentes aos "driving points" no veículo.

Figura 12 – Malha numérica ilustrando os pontos 1, 2, 110 e 210.



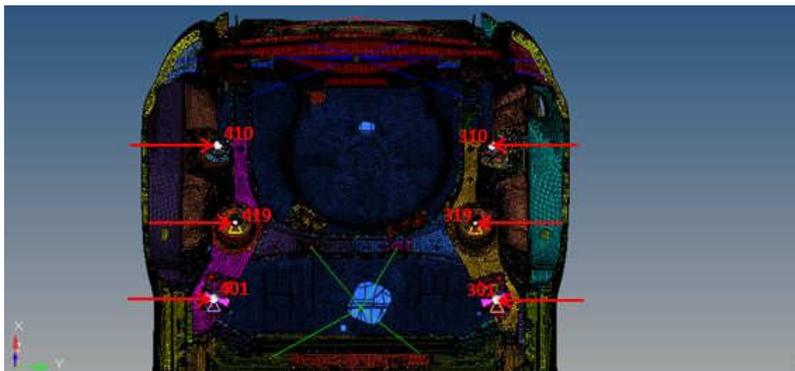
Fonte: Autor.

Figura 13 – Malha numérica ilustrando os pontos 3, 101, 102, 201 e 202.



Fonte: Autor.

Figura 14 – Malha numérica ilustrando os pontos 301, 310, 319, 401, 410 e 419.



Fonte: Autor.

Além desses pontos, as respostas foram medidas em outros 11 pontos nas três direções (x, y, z) e em 2 pontos em uma direção (z), além das medições nos pontos 319 X e 419 X, sendo esses os 37 pontos auxiliares, totalizando 80 indicadores. Os pontos auxiliares estão localizados nos três pontos de apoio do motor - coxins lado ativo (lado do motor) - nos quatro cubos de roda, em três pontos no pavimento, no trilho do banco do motorista (figura 16), na caixa de câmbio (figura 17) e no volante (figura 15).

Figura 15 – Ponto auxiliar no volante (acelerômetro).



Fonte: Autor.

Figura 16 – Ponto auxiliar no trilho do banco (acelerômetro).



Fonte: Autor.

Figura 17 – Ponto auxiliar na caixa de câmbio (acelerômetro).



Fonte: Autor.

Definidos os pontos de impactação e os pontos onde serão medidas as respostas, é possível obter as inertâncias $\frac{\ddot{x}_{ij}}{F_i}$, aceleração no ponto j devido a impactação no ponto i , onde \ddot{x} é aceleração e F é

força, para cada ponto. Além das inertâncias, a resposta acústica devido à impactação, chamada de força rumor $\frac{p_{ij}}{F_i}$, onde p_{ij} é pressão, medida nos microfones no ponto j devido a impactação no ponto i , também é obtida.

Os pontos para medição da força rumor são posicionados no interior da cabine, conforme pode ser visto na figura 18.

Figura 18 – Microfones no interior da cabine.



Fonte: Autor.

No experimento, a impactação (exemplificada na figura 19) é realizada com martelo, utilizando ponta rígida de plástico, impactando um "driving point" de cada vez, enquanto as respostas são medidas simultaneamente por acelerômetros posicionados nos indicadores e pelos microfones no interior da cabine. Para cada ponto, a impactação é realizada três vezes consecutivas, medindo a resposta a cada impactação e realizando a média dos espectros, a fim de reduzir o ruído do sinal.

Figura 19 – Exemplo de impactação.



Fonte: Autor.

A aquisição de dados foi realizada utilizando taxa de amostragem de 6400 linhas e frequência de corte de 3200 Hz, a tabela 1 lista o equipamento utilizado.

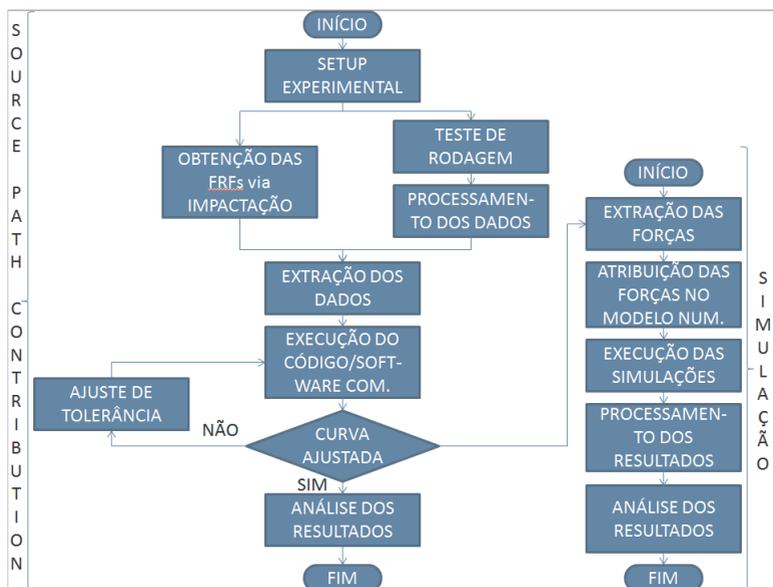
Tabela 1 – Lista de equipamento utilizado

| Instrumentação | Sensibilidade | Fabricante |
|-------------------------|---------------|--------------|
| Martelo (450 gramas) | 0.225 mV/N | Brüel & Kjær |
| Acelerômetro 4507-B | 1 mV/g | Brüel & Kjær |
| Acelerômetro 4507-B-002 | 10 mV/g | Brüel & Kjær |
| Acelerômetro 4535-B | 9.8 mV/g | Brüel & Kjær |
| Acelerômetro 4533-B | 9.8 mV/g | Brüel & Kjær |
| Microfone 4189-B-001 | 50 mV/Pa | Brüel & Kjær |

5 ANÁLISE DE SENSIBILIDADE

Antes de realizar o teste de rodagem e aplicar a técnica de SPC para estimar as forças operacionais, sendo estas os dados de entrada para o modelo numérico, e as contribuições, conforme a figura 20, será realizada uma análise de sensibilidade sobre as variáveis do método, a fim de analisar o ponto de convergência da precisão do método. Sendo que essa análise se faz necessária devido ao fato de que a precisão numérica influi na estimativa das forças.

Figura 20 – Fluxograma do processo.



Fonte: Autor.

5.1 MÉTODO SPC: NÚMERO DE CASAS DECIMAIS X NÚMERO DE INDICADORES X TOLERÂNCIA DA PSEUDO-INVERSA

As variáveis analisadas são o número de casas decimais dos dados de entrada, o número de indicadores e a tolerância da pseudo-inversa.

O critério utilizado para avaliar a convergência da precisão será quantificando o erro médio e máximo das forças e do ruído, sendo esse a soma das contribuições calculadas, as contribuições, por sua vez, são o ruído gerado devido a força aplicada em um ponto isolado.

A análise de sensibilidade é feita primeiro sobre o modelo numérico de uma placa plana. Sabendo as forças aplicadas em cada ponto, é possível analisar o erro entre a força calculada pelo método e a força utilizada na simulação, sendo que como os dados utilizados são dados proveniente de simulação não há erros de medição.

A fim de analisar a influência das variáveis citadas em uma estrutura mais complexa e com ruídos de medição, a análise de sensibilidade é então realizada na instrumentação do carro completo para o experimento de impactação, utilizando os resultados da própria impactação de um dos pontos como dados operacionais é possível analisar o erro entre a força calculada e a força medida na impactação, sendo possível também analisar o erro entre o ruído calculado e o ruído medido no interior da cabine.

5.1.1 Placa Plana

Uma placa plana foi simulada no software ANSYS com 50 "driving points", sendo que primeiramente as FRFs foram obtidas aplicando uma força unitária (constante em toda a faixa de frequência) em cada um dos 50 pontos, uma de cada vez. A seguir, a condição operacional foi simulada aplicando as 50 forças simultaneamente, tendo cada uma delas uma magnitude diferente, que nesse caso varia entre 1 e 50 N.

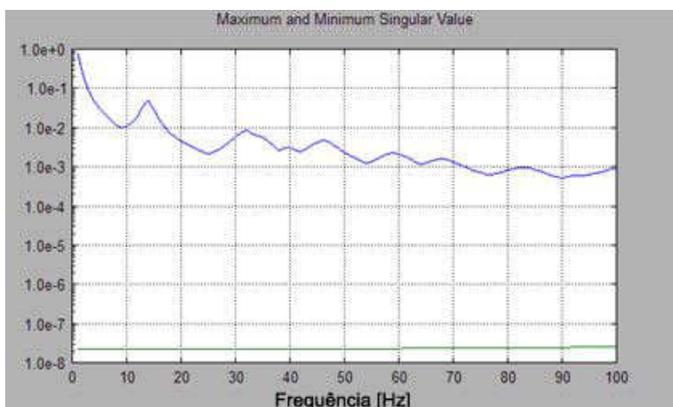
A simulação foi rodada várias vezes variando a quantidade de casas decimais extraídas, sendo extraídas 17, 12, 9, 8 e 5 casas decimais. Para cada número de casas decimais a simulação foi rodada variando o número de indicadores, iniciando com número de indicadores igual ao número de "driving points" (50 indicadores), 10, 20, 30, 40 e 50 pontos auxiliares (60, 70, 80, 90 e 100 indicadores totais respectivamente).

Por fim todos esses dados foram pós-processados aplicando a técnica de SPC através de código próprio elaborado em FreeMat (*software* de licença livre, similar ao MatLab). No processamento, o código foi rodado várias vezes, variando a tolerância da pseudo-inversa (o que também pode ser feito no *software* comercial) para cada caso simulado.

A técnica utilizada para inversão de matrizes não-quadradas foi a pseudo-inversa de Moore-Penrose, a qual se baseia na técnica de

SVD (*Singular Value Decomposition*), sendo que qualquer valor singular abaixo de uma determinada tolerância são zerados no cálculo. Como a inversão de matrizes é realizada frequência à frequência, já que há uma matriz de inertâncias diferente para cada frequência, irão haver valores singulares diferentes para cada frequência, sendo assim não seria correto estabelecer uma tolerância constante para que os valores abaixo do especificado sejam tratados como zero, pois em determinadas frequências poderiam não ser eliminados nenhum valor, pois a tolerância estaria abaixo do menor valor singular, enquanto em outras frequências muitos valores poderiam acabar sendo tratados como zero. Sendo assim, estabeleceu-se uma tolerância variável com a frequência, sendo calculada uma tolerância para cada frequência com base no máximo valor singular da matriz de inertâncias para aquela frequência (figura 21).

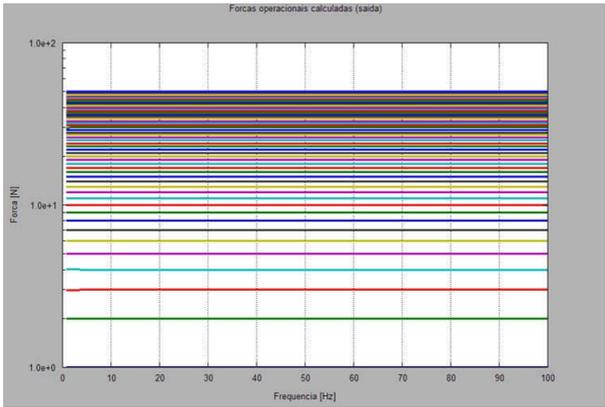
Figura 21 – Valores singulares máximos e mínimos.



Fonte: Autor.

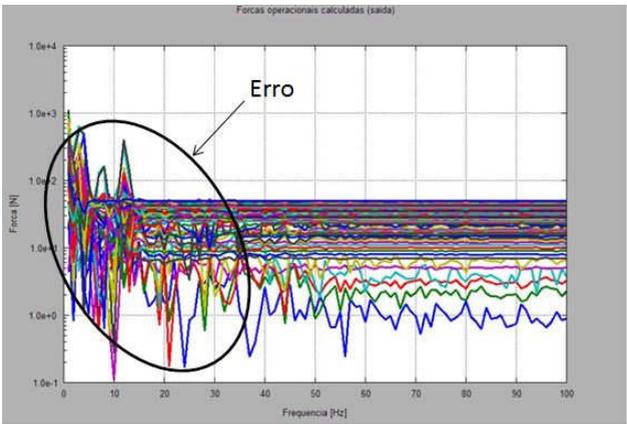
Os resultados obtidos serão apresentados na forma de gráficos, traçando o erro médio e o erro máximo em função da tolerância, para cada caso. Nas figuras 22 e 23 é possível perceber exemplos das forças calculadas corretamente e não corretamente, respectivamente.

Figura 22 – Forças estimadas corretamente (17 casas decimais / sem auxiliares).



Fonte: Autor.

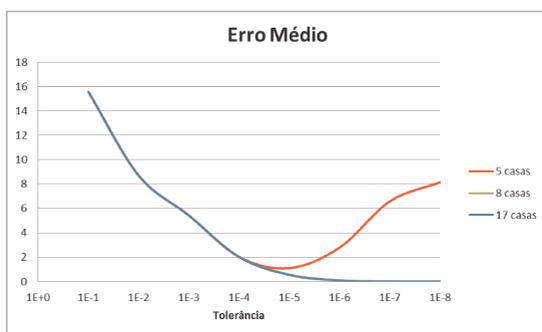
Figura 23 – Forças estimadas não corretamente (5 casas decimais / sem auxiliares).



Fonte: Autor.

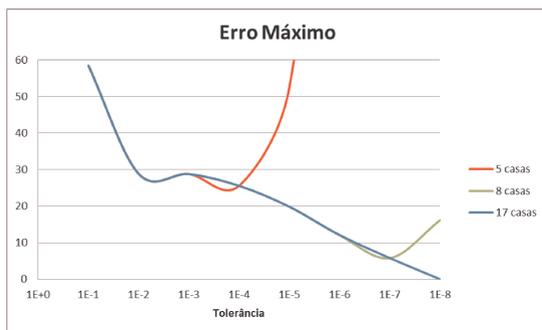
Para 17 casas decimais, a inversão direta calculou corretamente as forças, assim como a pseudo-inversa com tolerância $Max.Val.Sing.*10^{-8}$ para cada frequência, sendo que a partir dessa tolerância o resultado não varia, uma vez que nenhum valor está sendo zerado já com essa tolerância. Não foi necessário um número de indicadores maior que o número de forças. As figuras 24 e 25 mostram os erros médio e máximo para 5, 8 e 17 casas decimais, sem medições auxiliares, sendo que os erros são calculados entre as forças simuladas e as forças estimadas.

Figura 24 – Erro médio (sem auxiliares).



Fonte: Autor.

Figura 25 – Erro máximo (sem auxiliares).

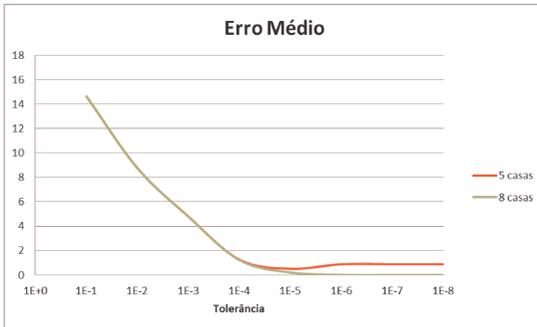


Fonte: Autor.

Para 5 casas decimais, as forças não foram reconstruídas corretamente, principalmente nas baixas frequências, como visto na figura 23. Na sequência, analisando o caso com 100 indicadores (figuras 26 e 27), ou seja, número de indicadores igual a duas vezes o número de forças, as forças novamente não são reconstruídas corretamente.

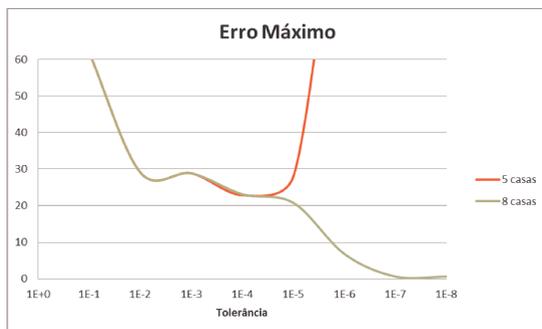
Para 8 casas decimais, a inversão direta apresentou resultados regulares, novamente assim como para 17 casas decimais, a pseudo-inversa com tolerância bem baixa apresenta resultados parecidos com a inversa. Analisando o caso com 100 indicadores, o que obriga o uso de pseudo-inversa (matriz não-quadrada), percebe-se uma melhora nos resultados obtidos, para tolerância $Max.Val.Sing. * 10^{-4}$ apresentam-se resultados com erro menor para frequência maior que 50 Hz, para $Max.Val.Sing. * 10^{-5}$ o erro é menor para frequência maior que 15 Hz, para $Max.Val.Sing. * 10^{-6}$ o erro é baixo para toda a faixa de frequência, por fim para $Max.Val.Sing. * 10^{-7}$ os menores erros são atingidos, sendo que a partir desse valor não apresentam-se diferenças uma vez que já não há mais valores singulares sendo zerados. As figuras 26 e 27 mostram os erros ao utilizar 50 auxiliares.

Figura 26 – Erro médio (50 auxiliares).



Fonte: Autor.

Figura 27 – Erro máximo (50 auxiliares).



Fonte: Autor.

As conclusões gerais são que com 5 casas decimais as forças não foram reconstruídas corretamente independente do número de auxiliares e da tolerância. Já para 8 casas decimais, apresentaram-se resultados regulares, sendo que se obtém resultados melhores com o aumento de indicadores e com a redução da tolerância, o teste com 8 casas decimais, 100 indicadores e pseudo-inversa com tolerância baixa o suficiente para não zerar nenhum valor singular apresentou resultados excelentes. Com 17 casas decimais, calculam-se as forças corretamente para a inversa (matriz quadrada, sem auxiliares) e também para a pseudo-inversa com tolerância muito baixa (sem zerar valores).

Sendo assim, analisando os resultados para uma placa plana simulada, sem ruídos de medições, conclui-se que quanto maior o número de casas decimais extraídas melhores os resultados, quanto maior o número de indicadores, também, melhor o resultado, havendo maior influência nos casos com menos casas decimais, e quanto menor a tolerância da pseudo-inversa (tendendo a não zerar nenhum valor singular) melhores os resultados, a seguir, deseja-se avaliar o mesmo com os dados de medições do carro completo.

5.1.2 Carro Completo

Com as conclusões da análise anterior, a próxima análise será realizada utilizando o máximo possível de casas decimais extraídas dos dados de medição, variando dessa vez apenas o número de indicadores e a tolerância da pseudo-inversa.

O experimento realizado consiste em utilizar apenas os dados provenientes da impactação no veículo. As funções de transferência, tanto de vibrações (inertâncias) como de ruído (força rumor), são as respostas em todos os pontos divididas pela força aplicada em um ponto no domínio da frequência, ou seja, como a estrutura vai responder para uma dada força aplicada em um ponto da estrutura, conforme a figura 28 e a equação 5.1. Para tal, tanto as acelerações em todos os pontos são medidas para cada impactação, como também a força de impactação, com esses dados gera-se as FRFs (inertâncias e força rumor), e como condição operacional utilizaram-se as acelerações medidas (sem normalizá-las pela força aplicada) com a impactação no ponto 1X.

Sendo assim, aplicando o método de SPC, as forças operacionais calculadas devem ser a força medida no ponto 1X e zero para as demais forças. Por fim multiplicando as forças calculadas pela força rumor, o ruído calculado deve ser aproximadamente o ruído medido no microfone no momento da impactação.

$$\begin{bmatrix} p_1 \\ p_2 \\ p_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{p_{11}}{F_1} & \frac{p_{12}}{F_2} & \frac{p_{13}}{F_3} \\ \frac{p_{21}}{F_1} & \frac{p_{22}}{F_2} & \frac{p_{23}}{F_3} \\ \frac{p_{31}}{F_1} & \frac{p_{32}}{F_2} & \frac{p_{33}}{F_3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{bmatrix} \quad (5.1)$$

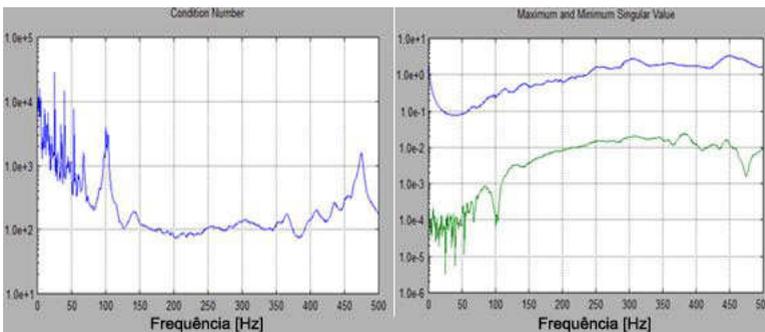
Onde, na equação 5.1, p_i é pressão acústica, F_i é força de excitação e $\frac{p(ij)}{F_i}$ é FRF, i é o ponto de resposta e j é o ponto de excitação.

Para essa análise de sensibilidade foram utilizados tanto o código próprio elaborado em FreeMat para a aplicação da técnica, como o software comercial da B&K, para comparação também entre ambos.

Primeiramente, é interessante olhar para os valores singulares e para o número condicional das matrizes de inertâncias para os dois extremos, ou seja, 43 indicadores (0 auxiliares) (figura 29) e 80 indicadores (37 auxiliares) (figura 30), nessa análise é possível observar como a tolerância a ser utilizada na pseudo-inversa varia ao alterar o número de indicadores, que modifica a matriz de inertâncias.

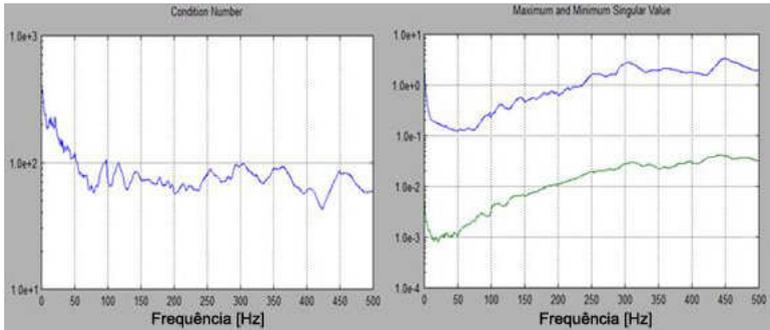
Observa-se que o número condicional, que é a razão entre o maior e menor valor singular, é menor para a matriz de maior dimensão. Basicamente o número condicional indica o quanto o valor de saída pode variar para uma pequena variação no argumento de entrada, ou seja, o quão sensível a função é a mudanças ou erros na entrada, e quanto de erro nos resultados de saída para erros na entrada. Sendo assim fica evidente que a matriz com 80 indicadores está melhor condicionada, pois possui um número condicional menor, ou seja, é menos sensível a erros na entrada, enquanto para um número condicional muito elevado pequenos erros na entrada podem resultar em grandes erros na saída, como acontece nas menores frequências para a matriz com 43 indicadores. Vale ressaltar que o condicionamento é uma propriedade da matriz em si, ou seja independe dos posteriores erros numéricos por casas decimais e arredondamentos, por exemplo.

Figura 29 – Número condicional e máximos/mínimos valores singulares para 43 indicadores.



Fonte: Autor.

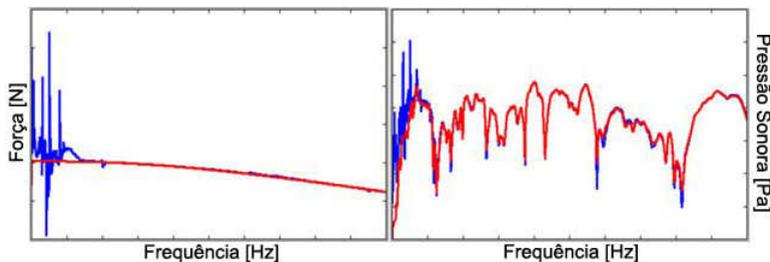
Figura 30 – Número condicional e máximos/mínimos valores singulares para 80 indicadores.



Fonte: Autor.

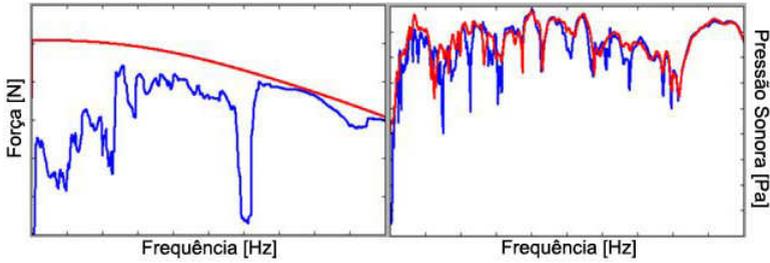
Analogamente ao que foi feito para a placa, o teste variando a tolerância da pseudo-inversa é feito para o carro, como pode ser visto nas figuras 31 à 34, onde as escalas dos eixos foram suprimidas à pedido da montadora. Na figura 31 nota-se um ruído na baixa frequência na curva da pressão estimada, o que resulta na diferença vista nas curvas das forças, na figura 32 não há mais esse ruído, mas há diferenças notáveis entre as curvas de pressão, com vales que não existem, o que resulta na subestimação da força, nas figuras 33 e 34 ambas as estimativas de pressão estão bem ajustadas, com um pouco menos de ruído na curva da figura 34, por isso a leve melhora na força estimada.

Figura 31 – Espectro da Força (esq.) e Ruído (dir.) - medido em vermelho, calculado em azul - 43 indicadores - inversão direta.



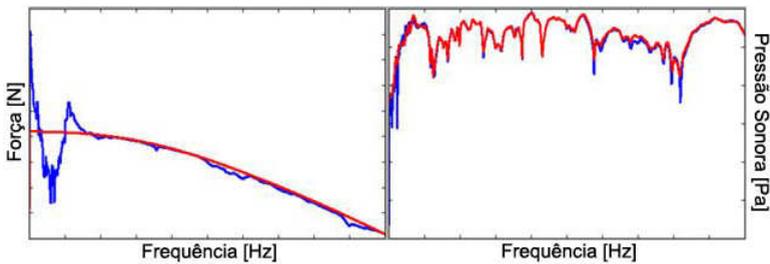
Fonte: Autor.

Figura 32 – Espectro da Força (esq.) e Ruído (dir.) - medido em vermelho, calculado em azul - 43 indicadores - tolerância Máx. Val. Sing. * 1/10.



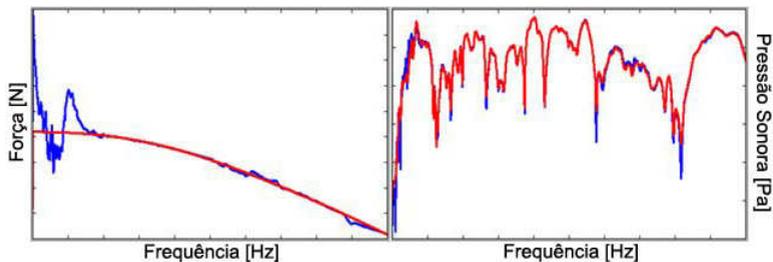
Fonte: Autor.

Figura 33 – Espectro da Força (esq.) e Ruído (dir.) - medido em vermelho, calculado em azul - 43 indicadores - tolerância Máx. Val. Sing. * 1/50.



Fonte: Autor.

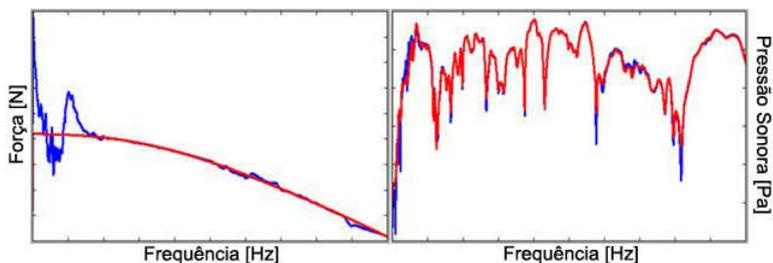
Figura 34 – Espectro da Força (esq.) e Ruído (dir.) - medido em vermelho, calculado em azul - 43 indicadores - tolerância Máx. Val. Sing. * 1/100.



Fonte: Autor.

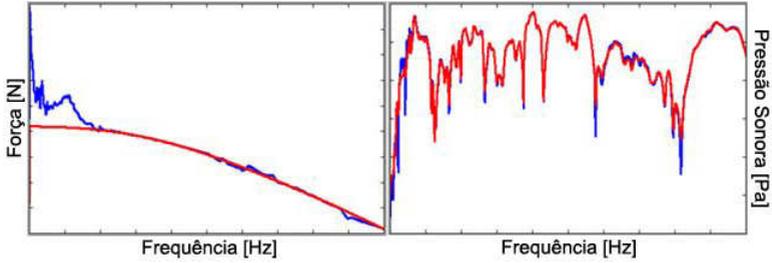
A influência nos resultados variando o número de indicadores fica evidente a seguir nas figuras 35 à 39, fixando a tolerância em um determinado valor para esse caso, valor para o qual se obtiveram bons resultados, já que a tolerância não necessariamente é o menor valor como pôde ser visto na análise da placa, principalmente para resultados de medições, que podem possuir ruídos de medição. Percebe-se que as curvas de pressão estimada nas figuras 35 à 39 estão todas bem ajustadas, mas nas curvas de força estimada nota-se uma leve melhora, gradativamente, à medida que o número de indicadores aumenta.

Figura 35 – Espectro da Força (esq.) e Ruído (dir.) - medido em vermelho, calculado em azul - 43 indicadores.



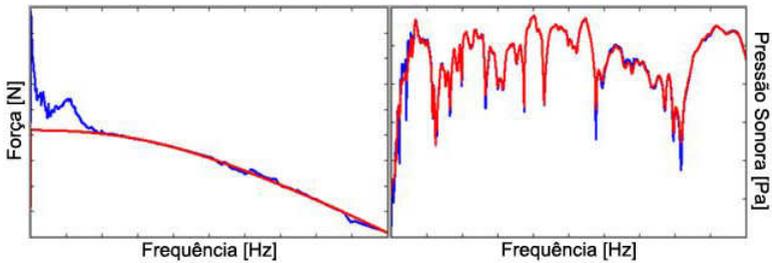
Fonte: Autor.

Figura 36 – Espectro da Força (esq.) e Ruído (dir.) - medido em vermelho, calculado em azul - 46 indicadores.



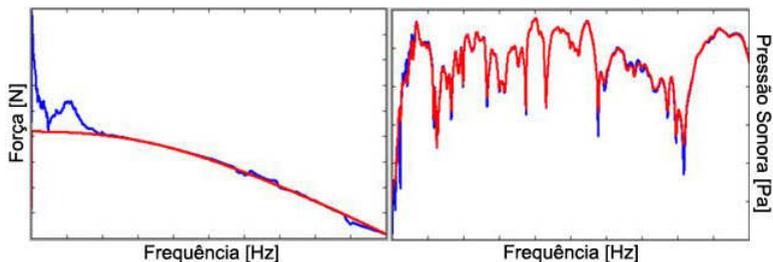
Fonte: Autor.

Figura 37 – Espectro da Força (esq.) e Ruído (dir.) - medido em vermelho, calculado em azul - 52 indicadores.



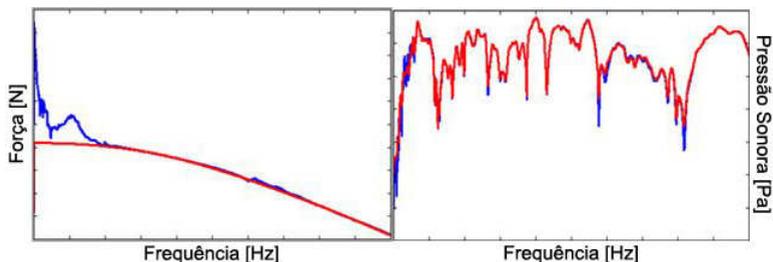
Fonte: Autor.

Figura 38 – Espectro da Força (esq.) e Ruído (dir.) - medido em vermelho, calculado em azul - 60 indicadores.



Fonte: Autor.

Figura 39 – Espectro da Força (esq.) e Ruído (dir.) - medido em vermelho, calculado em azul - 80 indicadores.

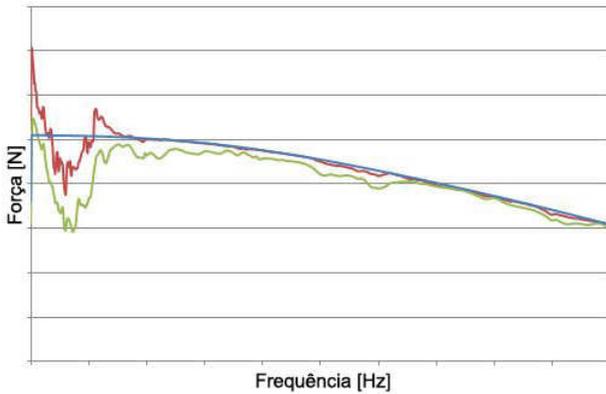


Fonte: Autor.

Como pode ser visto ao adicionar um ponto de medição (3 direções), logo 3 auxiliares, a resposta já apresenta uma melhora razoável, principalmente na força calculada, embora haja pouca variação nos erros médio e máximo tanto no cálculo da força quanto no do ruído à medida que se adiciona auxiliares.

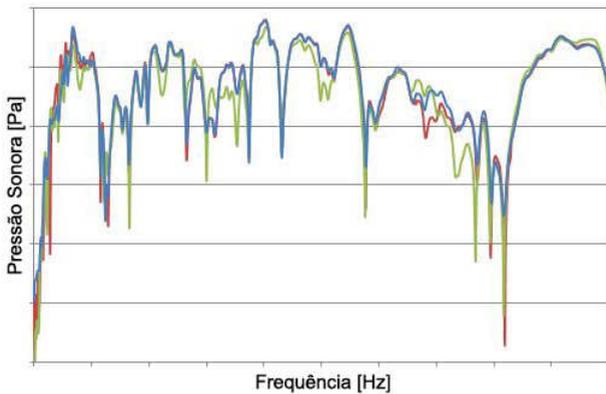
Por fim, nas figuras 40 e 41 seguem as comparações entre os resultados obtidos através do software comercial da B&K e do código criado em FreeMat.

Figura 40 – Força - medido (azul), calculado via código (vermelho), calculado via *software* comercial (verde).



Fonte: Autor.

Figura 41 – Ruído - medido (azul), calculado via código (vermelho), calculado via *software* comercial (verde).



Fonte: Autor.

Nesse caso foram considerados 55 indicadores, por não haver grandes variações além disso, e tolerância de Máx. Val. Sing. * 1/50, por ser mais sensível à mudanças e apresentar bom resultado, para am-

bos os casos. Olhando para as figuras 40 e 41, aparentemente, o código desenvolvido apresenta um ajuste levemente melhor, por apresentar erros um pouco menores, por outro lado, o código acaba superestimando a força nas baixas frequências, o que, de alguma forma, é evitado com o *software* comercial, o que é interessante, sendo que essa força elevada pode vir a causar problemas na análise, ao inserir as forças na simulação, superestimando também o ruído e as vibrações.

6 RESULTADOS

6.1 TESTE DE RODAGEM

Para obtenção das respostas nas condições operacionais foram realizados testes de rodagem. Nesses testes o carro é instrumentado e conduzido em diferentes condições de teste: velocidade constante, aceleração e desaceleração *etc.* Para o presente trabalho, a condição escolhida foi em velocidade constante na terceira marcha à 75 km/h, os motivos da escolha foram o fato da simulação à ser realizada para comparação não ser transiente e porque se espera uma alta contribuição do motor nessa condição, devido a sua operação em alta rotação, sendo essa uma forma de checar os resultados.

A rodagem foi realizada na Estrada da Ilha na região de Joinville, por possuir retas longas, e durante a madrugada, devido à ausência de tráfego nesse horário, a fim de evitar fatores externos que possam influenciar nas medições, como ruído urbano. Foram realizadas três gravações de cerca de 30 segundos cada para essa condição.

Posteriormente ao teste, as gravações foram analisadas, avaliando os sinais dos microfones e acelerômetros. Escolhido a gravação a ser utilizada na análise, segue-se com o processamento dos dados. Para a aplicação do SPC utilizando o software comercial da B&K, pode-se utilizar os dados brutos da gravação como entrada, ou seja, no domínio do tempo. Já para aplicação da técnica no código desenvolvido é necessário realizar uma FFT (*Fast Fourier Transform*) para passar os dados para o domínio da frequência.

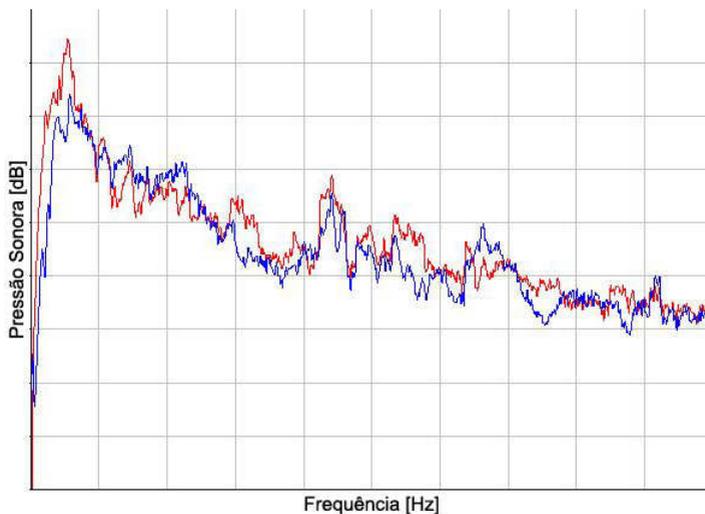
6.2 APLICAÇÃO DO SPC

Tendo as FRFs - inertâncias e força rumor - provenientes da impactação e os resultados operacionais - acelerações e pressão sonora - provenientes do teste de rodagem, pode-se iniciar a aplicação da técnica do SPC. Primeiramente, será descrito a aplicação utilizando o *software* comercial e em seguida o código elaborado pelo autor.

No *software* comercial é criado um veículo onde, por ser do mesmo fabricante do software de aquisição de dados, é possível atribuir os dados referentes às FRFs diretamente através do banco de dados. Feito isso escolhe-se um "target", sendo este o microfone para o qual deseja-se reconstruir o ruído medido, já os dados operacionais são carre-

gados diretamente no programa, no domínio do tempo, tendo os DOFs atribuídos automaticamente, uma vez que estes são informados tanto na impactação como no "recording" (gravação) da rodagem. Executa-se então a inversão da matriz de inertâncias para que se faça a multiplicação pelas acelerações operacionais e obtenha-se as forças operacionais, essas forças são então multiplicadas pela força rumor, obtendo-se assim o ruído reconstruído. As curvas de pressão sonora medida e calculada são sobrepostas no mesmo gráfico para que ajuste-se o "threshold", sendo este a tolerância da pseudo-inversa, o "threshold" é então ajustado iterativamente para obter a melhor aproximação possível das duas curvas. Com o ajuste feito, extrai-se as forças estimadas e as contribuições individuais de cada ponto para o ruído no "target", sendo que o ruído total é a soma de todas as contribuições, representado na figura 42, onde o ajuste parece bom, com maior diferença na baixa frequência, como já esperado pela análise de sensibilidade, mas sem superestimar o ruído, o que é desejado, lembrando que as escalas foram omitidas por questões de confiabilidade.

Figura 42 – Ruído no microfone do motorista - medido em vermelho, reconstruído em azul (*software* comercial).

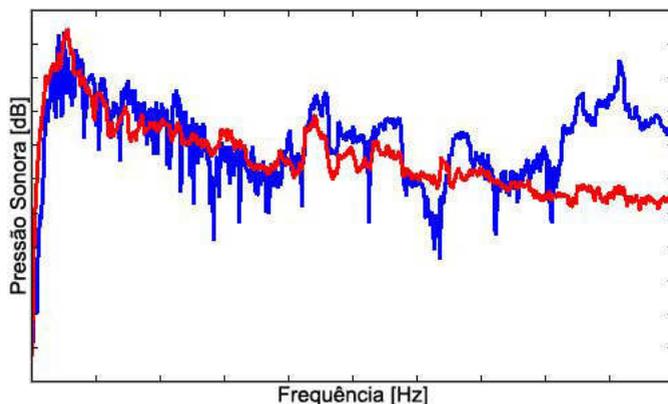


Fonte: Autor.

Já no código desenvolvido o processo é similar, sendo que é

necessário fornecer as FRFs e os dados operacionais processados no domínio da frequência, sendo essa uma das diferenças do *software* para o código, lembrando que no *software* também é possível fazer a análise no domínio da frequência, e em ambos pode-se selecionar a quantidade de pontos e os DOFs que serão utilizados. O código é então rodado, tendo como resultado também as forças operacionais e a sobreposição das curvas de ruído para ajuste da tolerância da pseudo-inversa. Por fim é realizado também a iteração a fim de ajustar a curva de ruído reconstruído à curva de ruído medido, sendo necessário rodar novamente o código a cada ajuste, o que acontece também com o *software* comercial, uma vez que a pseudo-inversa é calculada novamente com a nova tolerância, o resultado pode ser visto na figura 43, onde, apesar do bom ajuste nas frequências mais baixas, é visível uma grande diferença nas frequências mais altas, superestimando o resultado, o que é indesejado. É possível, também, obter as contribuições individuais, tendo como diferença que o código gera os resultados no domínio da frequência, já o *software* retorna os resultados no domínio do tempo, possibilitando ouvir os ruídos provenientes de cada DOF. Para se realizar isso através do código é necessário realizar a transformada inversa de Fourier.

Figura 43 – Ruído no microfone do motorista - medido em vermelho, reconstruído em azul (código do autor).



Fonte: Autor.

Para a análise das contribuições, os resultados são exportados para um pós-processador, onde é possível formar os caminhos que se

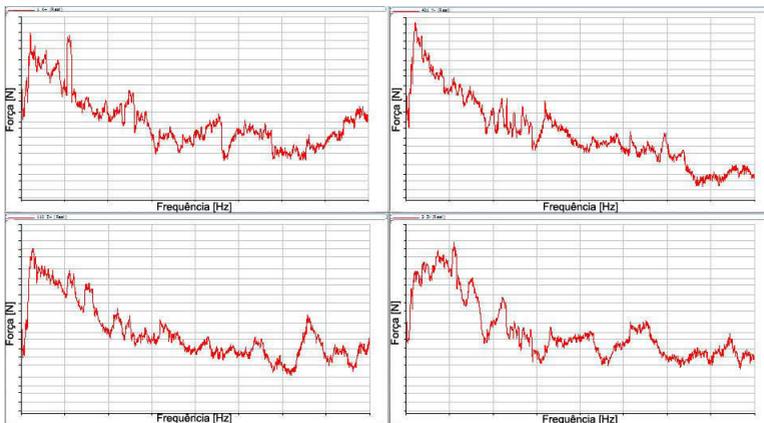
deseja analisar e ouvir o ruído, podendo, por exemplo, selecionar a soma das contribuições provenientes dos DOFs da suspensão dianteira direita, definindo isso como um caminho.

O foco do presente trabalho é analisar as contribuições através de um modelo numérico. O que interessa são as forças estimadas, uma vez que essas são os dados de entrada para a simulação.

6.3 SIMULAÇÃO NUMÉRICA

Para a simulação serão utilizadas as forças estimadas pelo *software* comercial, uma vez que através deste obteve-se melhor ajuste da curva de pressão sonora no interior da cabine na posição do motorista, já que na análise feita através do mesmo foram consideradas também as fontes aéreas, o que influencia no ajuste da curva de pressão sonora. Para tal é necessário processar os resultados antes de inserí-los na simulação, uma vez que, como já foi comentado, o *software* retorna os dados no domínio do tempo, e a simulação é rodada no domínio da frequência, por questões de custo computacional. Outro passo necessário é processar as forças com fase em relação à uma referência, para se obter os efeitos de cancelamento, os módulos das forças a serem aplicadas pode ser visto na figura 44.

Figura 44 – Valor absoluto de algumas das forças estimadas.

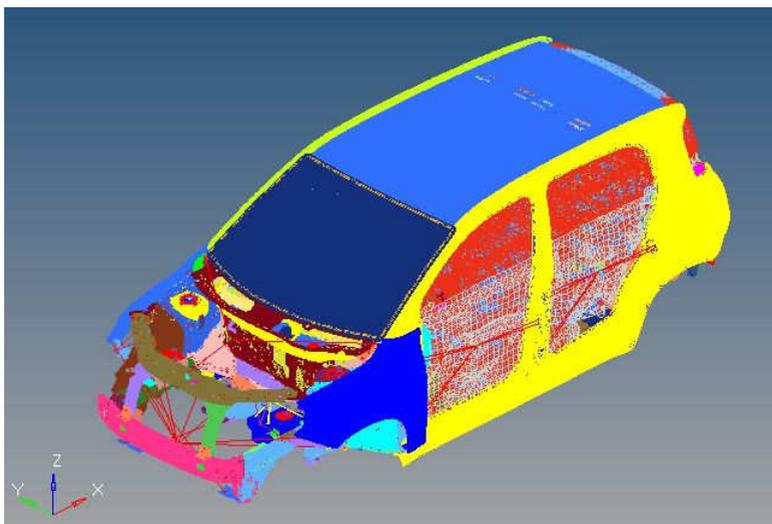


Fonte: Autor.

As forças são importadas no modelo numérico como números complexos (parte real e imaginária) e cada uma delas é atribuída ao seu respectivo DOF. Para fins de análise são rodados quatro casos, um onde as forças são todas aplicadas simultaneamente (1), para simular a rodagem, um onde apenas as forças referentes ao *powertrain* são aplicadas (2), um onde apenas as forças referentes à suspensão dianteira são aplicadas (3) e um onde apenas as forças referentes à suspensão traseira são aplicadas (4), esses três últimos casos são para fins de análise da contribuição de cada um desses grupos para o ruído interno.

A simulação leva em torno de 40 minutos para processar, sendo que a malha utilizada foi fornecida diretamente pela montadora, mostrada na figura 45, sendo definidas as condições de contorno, forças aplicadas em cada ponto e os pontos para o qual se deseja gravar os resultados (acelerações nos pontos do *powertrain* e das suspensões, e as pressões no interior da cabine nas posições do motorista e dos passageiros).

Figura 45 – Malha do modelo numérico - 885 mil nós / 992 mil elementos: 2D (triangulares e quadráticos) e 3D (tetraédricos e prismáticos).

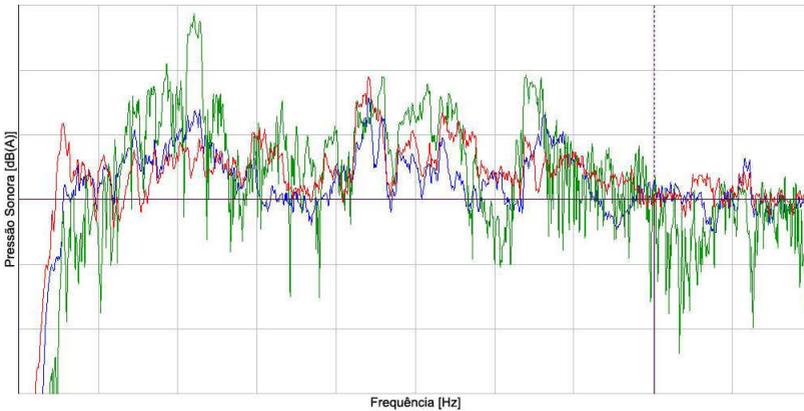


Fonte: Autor.

6.4 ANÁLISE

Primeiramente, analisa-se o ruído total no interior da cabine na posição do motorista, comparando os resultados da medição no teste de rodagem com os resultados da simulação, a fim de comparar como a simulação está reproduzindo os resultados de rodagem (figura 46).

Figura 46 – Ruído [dB(A)]: simulado (numérico) em verde, estimado (SPC) em azul, medido em vermelho.

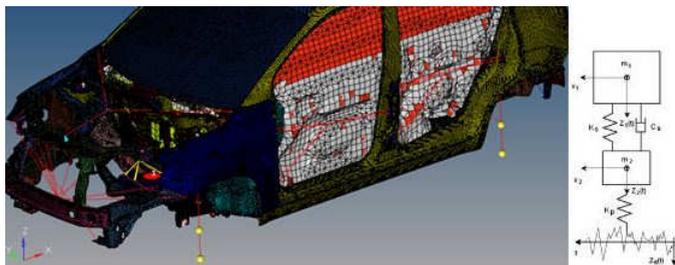


Fonte: Autor.

Como pode ser visto na figura 46 os resultados obtidos são satisfatórios, o ruído total simulado para a posição do motorista reproduz bem o ruído medido durante a rodagem, sendo que a tendência das curvas é similar e a magnitude também, com exceção de um pico mais significativo no ruído simulado mas não aparece no medido.

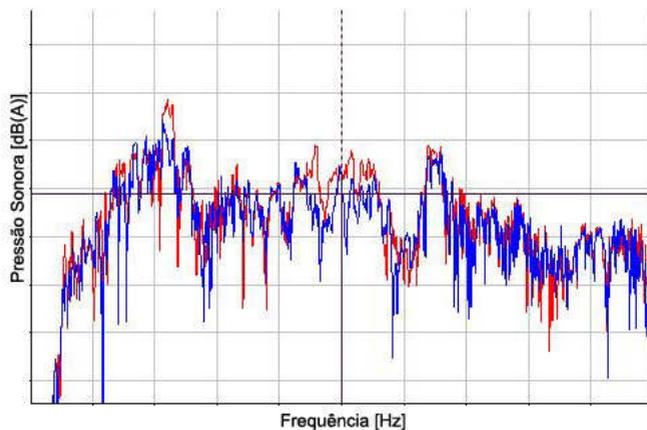
Esse pico, podendo ser resultado de algum modo de flexão ou torção da cabine nessa frequência, visto apenas na curva simulada, pode ser devido ao fato da simulação se tratar de um "trimmed-body" enquanto que o experimento é feito em um carro completo, assim, em uma tentativa de avaliar esse efeito, simulou-se o "trimmed-body" com um modelo simplificado de suspensão, conforme figura 47, e os resultados obtidos (figura 48) mostram já uma redução nesse pico, reforçando a hipótese levantada.

Figura 47 – Modelo com suspensão simplificada.



Fonte: Autor.

Figura 48 – Ruído [dB(A)]: Modelo com suspensão em azul, sem suspensão em vermelho.

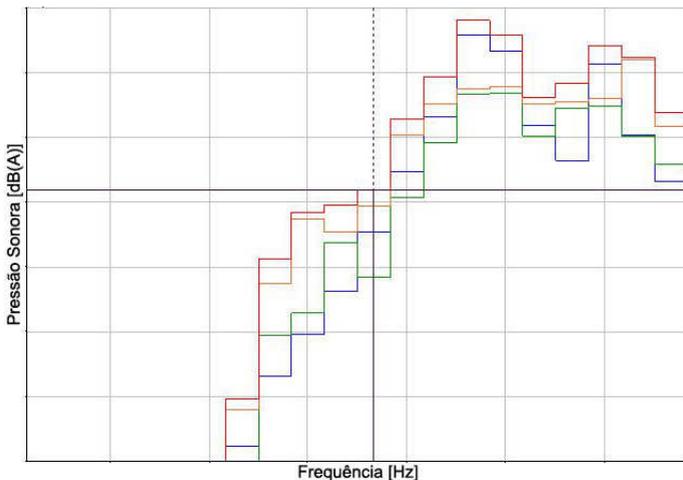


Fonte: Autor.

Prosseguindo para a análise das contribuições, analisa-se os resultados dos modelos onde as forças foram aplicadas somente nos grupos definidos (*powertrain*, suspensão dianteira e suspensão traseira) em comparação com o ruído total simulado, onde todas as forças estão sendo aplicadas, os resultados são mostrados na figura 49 em banda de 1/3 de oitavas para facilitar a visualização, já com a ponderação A aplicada, ainda assim, fica difícil dizer qual conjunto contribui mais,

sendo claro apenas que a suspensão dianteira é o que menos contribui.

Figura 49 – Contribuições [dB(A)] em 1/3 de oitavas: total em vermelho, *powertrain* em azul, suspensão dianteira em verde, suspensão traseira em laranja.

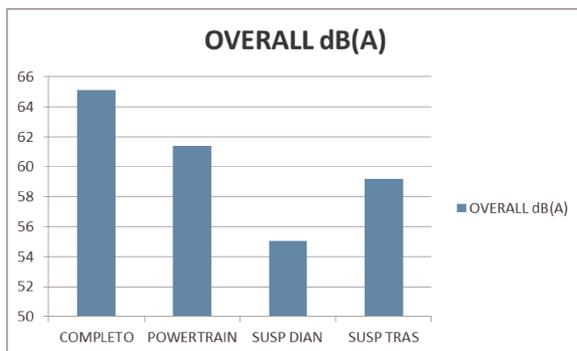


Fonte: Autor.

Analisando as curvas sobrepostas na figura 49, avalia-se, então, o que se propôs para esse trabalho, verificar as contribuições provenientes da suspensão dianteira vs. suspensão traseira.

A curva de ruído proveniente da suspensão traseira apresenta-se superior à curva da suspensão dianteira para toda a faixa de frequência analisada, no gráfico de colunas da figura 50 está quantificado o "overall" para toda a faixa de frequência simulada. Através do gráfico da figura 50, confirma-se que a maior contribuição nessa condição (terceira marcha à 75 km/h) vem de fato do conjunto *powertrain*.

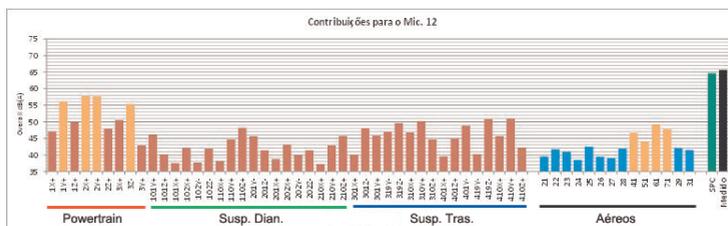
Figura 50 – Overall [dB(A)] - Resultado da Simulação.



Fonte: Autor.

Ainda para corroborar os resultados pode-se analisar os resultados do SPC, olhando para o "overall" de cada DOF individualmente, figura 51, onde também é demonstrado que a contribuição da suspensão traseira (pontos 301, 310, 319, 401, 410 e 419) é consideravelmente maior que a suspensão dianteira (pontos 101, 102, 110, 201, 202 e 210).

Figura 51 – Overall [dB(A)] - Resultado do SPC.



Fonte: Autor.

7 CONCLUSÃO

A técnica apresentada, *Source Path Contribution*, pôde ser validada, de forma que teve sua eficiência avaliada e também suas limitações e incertezas quantificadas, uma vez que as possíveis variáveis na aplicação da técnica foram analisadas. Pela proposta de desenvolver e apresentar um código próprio, baseado na teoria envolvendo a técnica, demonstrou certa confiabilidade, se equiparando em muitos pontos com o *software* comercial, sendo que o uso do código foi essencial para as análises de sensibilidade apresentadas. Por fim, o modelo numérico desenvolvido e apresentado mostrou resultados satisfatórios em comparação aos resultados de medições, demonstrando a possibilidade de ser utilizado no processo de projeto de otimização.

No que diz respeito aos resultados obtidos, as contribuições puderam ser avaliadas, e a resposta para o objetivo geral de analisar a contribuição dos caminhos da suspensão dianteira vs. suspensão traseira foi obtida, sendo mostrado através de curvas e totais, tanto de resultados simulados como experimentais, que a suspensão traseira contribui consideravelmente mais para o ruído interno do que a suspensão dianteira, contribuindo menos apenas que o *powertrain*, que tem a sua contribuição relacionada ao funcionamento do motor. Podendo assim esse ser um ponto de partida numa tentativa de atenuar o ruído interno na cabine.

O estudo apresentado mostra como pode ser vantajoso desenvolver um modelo numérico para um veículo, uma vez que validado, é possível reduzir o tempo no projeto de otimização, pois enquanto que sem um modelo numérico cada proposta desenvolvida precisa ser preparada e o veículo precisa fazer todos os testes de bancada e de rodagem para se avaliar o seu efeito no projeto, com um modelo numérico é possível montar várias configurações diferentes para o veículo, tanto para melhorar aspectos estruturais e funcionais, como para reduzir material/custo, e os efeitos das modificações podem ser analisados mais rapidamente, uma vez que os resultados são obtidos em curto tempo, sendo que utilizando a técnica apresentada, até mesmo as condições operacionais de rodagem podem ser avaliadas. Uma vez definida uma proposta de veículo, então, pode-se montar essa proposta ótima e realizar os testes experimentais na mesma para validar os resultados finais.

REFERÊNCIAS

- VAN DER AUWERAER, H. et al. Transfer path analysis in the critical path of vehicle refinement: The role of fast, hybrid and operational path analysis. 2007.
- BIERMAYER, W. et al. Sound engineering based on source contributions and transfer path results. In: *JSAE*. [S.l.: s.n.], 2007.
- DUVAL, A. et al. Faurecia vehicle acoustic synthesis method: A hybrid approach to simulate interior noise of fully trimmed vehicles. In: *Confort automobile et ferroviaire*. Le Mans, France: [s.n.], 2004.
- GADE, S. et al. The use of volume velocity source in transfer measurements. *JSAE*, 2005.
- GAJDATSY, P. et al. Application of the transmissibility concept in transfer path analysis. 2009.
- GERGES, S. N. Y. Estado da arte para solução dos problemas de vibroacústica por métodos numéricos. In: *Acústica 2000*. Florianópolis, Brazil: [s.n.], 2000. p. 1–22.
- GLIBERT, P.; MÖLLER, N. Noise path analysis - a tool for reducing testing time. In: *IMAC XVII - 17th International Modal Analysis Conference*. Kissimmee, USA: [s.n.], 1999. p. 401–409.
- JANSSENS, K. et al. A novel path contribution analysis method for test-based nvh troubleshooting. 2009.
- KIM, S. J.; LEE, S. K. Prediction of interior noise by excitation force of the powertrain based on hybrid transfer path analysis. *International Journal of Automotive Technology*, v. 9, p. 577–583, 2008.
- LMS. *TRANSFER PATH ANALYSIS The qualification and quantification of vibro-acoustic transfer paths*. [S.l.], 2009.
- MÖLLER, N.; BATEL, M. Obtaining maximum value from source/path contribution analysis. In: *24th Conference and Exposition on Structural Dynamics 2006 (IMAC - XXIV)*. St Louis, USA: [s.n.], 2006. v. 4, p. 121–127.
- OLUWOLE, O. *Finite Element Modeling for Materials Engineers Using MATLAB*. [S.l.]: Springer, 2011. 120 p.

ROMANO, J.; LOPEZ, J. A. Practical application of transfer path analysis to resolve structure-borne noise problems in vehicle design. In: *ISMA 21*. [S.l.: s.n.], 1996. v. 1, p. 527.

SCHUHMACHER, A.; TCHERNIAK, D. Engine contribution analysis using a noise and vibration simulator. *Sound and Vibration Magazine*, p. 16–21, 2009.

MSC SOFTWARE. *Noise & Vibration*. 2014.
<<http://www.mssoftware.com/application/noise-vibration>>.
Acessado em 03/07/2014.

VERHEIJ, J. W. Experimental procedures for quantifying sound paths to the interior of road vehicles. In: *2nd international conference on vehicle comfort*. Bologna, Italy: [s.n.], 1992. v. 1, p. 483–491.

VERHEIJ, J. W. Inverse and reciprocity methods for machinery noise source characterization and sound path quantification. *International Journal of Acoustics and Vibrations*, v. 2, p. 11–20, 1997.