

Universidade de Brasília - UnB
Faculdade UnB Gama - FGA
Engenharia Automotiva

**Estudo qualitativo entre os métodos OTPA
(Análise Operacional dos Caminhos de
Transferência) e TPA (Análise dos Caminhos de
Transferência) aplicados na medição do PassBy
Noise utilizando o software Ansys.**

Autor: Felipe Nascimento Dias

Orientador: Prof. Dr. Henrique Gomes de Moura

Brasília, DF

2024



Felipe Nascimento Dias

Estudo qualitativo entre os métodos OTPA (Análise Operacional dos Caminhos de Transferência) e TPA (Análise dos Caminhos de Transferência) aplicados na medição do PassBy Noise utilizando o software Ansys.

Monografia submetida ao curso de graduação em (Engenharia Automotiva) da Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em (Engenharia Automotiva).

Universidade de Brasília - UnB

Faculdade UnB Gama - FGA

Orientador: Prof. Dr. Henrique Gomes de Moura

Brasília, DF

2024

Felipe Nascimento Dias

Estudo qualitativo entre os métodos OTPA (Análise Operacional dos Caminhos de Transferência) e TPA (Análise dos Caminhos de Transferência) aplicados na medição do PassBy Noise utilizando o software Ansys./ Felipe Nascimento Dias. – Brasília, DF, 2024-

124 p. : il. (algumas color.) ; 30 cm.

Orientador: Prof. Dr. Henrique Gomes de Moura

Trabalho de Conclusão de Curso – Universidade de Brasília - UnB
Faculdade UnB Gama - FGA , 2024.

1. OTPA. 2. TPA. I. Prof. Dr. Henrique Gomes de Moura. II. Universidade de Brasília. III. Faculdade UnB Gama. IV. Estudo qualitativo entre os métodos OTPA (Análise Operacional dos Caminhos de Transferência) e TPA (Análise dos Caminhos de Transferência) aplicados na medição do PassBy Noise utilizando o software Ansys.

CDU 02:141:005.6

Felipe Nascimento Dias

Estudo qualitativo entre os métodos OTPA (Análise Operacional dos Caminhos de Transferência) e TPA (Análise dos Caminhos de Transferência) aplicados na medição do PassBy Noise utilizando o software Ansys.

Monografia submetida ao curso de graduação em (Engenharia Automotiva) da Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em (Engenharia Automotiva).

Brasília, DF, 21 de setembro de 2024:

Prof. Dr. Henrique Gomes de Moura
Orientador

Prof. Dr. Rafael Rodrigues Da Silva
Convidado 1

Prof. Dr. Euler de Vilhena Garcia
Convidado 2

Brasília, DF
2024

À busca incessante pelo conhecimento e à jornada árdua e apaixonante que foi a construção deste trabalho, dedico este estudo a todos que acreditaram no meu potencial, inspiraram-me com seu apoio e incentivaram-me nos momentos desafiadores. Em especial, dedico este trabalho aos meus familiares, cujo amor e compreensão foram a força propulsora nos dias difíceis. Ao meu orientador Dr. Henrique, cuja sabedoria e orientação guiaram-me com maestria. Aos amigos que compartilharam risos, desafios e café durante essa trajetória acadêmica. Que este trabalho contribua, ainda que modestamente, para o acervo do conhecimento e inspire futuras jornadas. A todos, minha profunda gratidão.

Agradecimentos

À minha família e Deus, fonte inesgotável de apoio e inspiração, agradeço por acreditarem em meu potencial e incentivarem-me a perseguir meus sonhos. Às amigas que se entrelaçaram com essa jornada, meu profundo agradecimento por compartilharem risos, desafios e por serem pilares de apoio.

Agradeço, ao Dr. Henrique, cuja paciência, sabedoria e dedicação foram fundamentais para moldar este trabalho. Suas orientações não apenas refinaram a qualidade desta pesquisa, mas também foram um farol que iluminou os momentos mais desafiadores.

Às fontes de conhecimento, aos autores e às instituições que foram farol na escuridão da busca pelo saber, meu reconhecimento. Cada página lida e cada referência consultada contribuíram para a construção do alicerce deste trabalho.

Que este agradecimento ressoe como um eco de minha gratidão a todos que, de alguma forma, foram parte integrante desta jornada. Este trabalho é o resultado de uma coletânea de esforços, aprendizados e conexões, e é com humildade que o apresento ao mundo acadêmico. Obrigado a todos que tornaram possível este capítulo em minha vida acadêmica.

O importante é não parar de questionar. A curiosidade tem sua própria razão de existir.
(Albert Einstein)

Resumo

Este estudo qualitativo simula e compara os métodos OTPA (Análise Operacional dos Caminhos de Transferência) e TPA (Análise dos Caminhos de Transferência) possuindo como base medição dos níveis de ruído gerados por veículos automotores, conforme estabelecido na Resolução 272/00 do CONAMA (Conselho Nacional do Meio Ambiente) e na Norma Brasileira NBR 15145:2004. A análise é conduzida utilizando o software Ansys, reconhecido por sua eficácia na modelagem e simulação de fenômenos físicos complexos. O foco principal é avaliar a eficácia desses métodos na identificação e caracterização das vias de transferência do ruído, proporcionando uma compreensão mais profunda dos fatores que contribuem para a emissão sonora veicular. A Resolução 272/00 do CONAMA estabelece padrões para emissão de ruídos provenientes de veículos automotores, visando à preservação da qualidade ambiental. A norma NBR 15145:2004 complementa esse cenário normativo, fornecendo diretrizes específicas para a medição e avaliação dos níveis de ruído. A escolha do Ansys como ferramenta de análise destaca-se pela sua capacidade de modelagem precisa, simulação de condições operacionais e interpretação robusta dos resultados. A abordagem qualitativa visa fornecer insights sobre as vantagens e limitações de cada método, contribuindo para aprimorar as práticas de medição e controle de ruído veicular.

Palavras-chave: Teste de Ruído de Passagem, Nível de Ruído, Análise Operacional dos Caminhos de Transferência, Análise dos Caminhos de Transferência.

Abstract

This qualitative study simulates and compares the OTPA (Operational Transfer Path Analysis) and TPA (Transfer Path Analysis) methods, based on the measurement of noise levels generated by motor vehicles, as established by Resolution 272/00 of CONAMA (National Council for the Environment) and Brazilian Standard NBR 15145:2004. The analysis is conducted using the Ansys software, known for its effectiveness in modeling and simulating complex physical phenomena. The main focus is to assess the effectiveness of these methods in identifying and characterizing noise transfer paths, providing a deeper understanding of the factors contributing to vehicle sound emissions. Resolution 272/00 of CONAMA sets standards for noise emissions from motor vehicles, aiming to preserve environmental quality. Standard NBR 15145:2004 complements this regulatory framework by providing specific guidelines for noise measurement and evaluation. The choice of Ansys as an analysis tool stands out for its precise modeling, simulation of operational conditions, and robust interpretation of results. The qualitative approach aims to provide insights into the advantages and limitations of each method, contributing to the improvement of vehicle noise measurement and control practices.

Key-words: Pass-By Noise Test, Noise Level, Operational Transfer Path Analysis (OTPA), Transfer Path Analysis (TPA).

Lista de ilustrações

Figura 1	–	Gráfico das emissões sonoras da Subprefeitura de Pinheiros – SP (2010 e 2011) (Noise pollution: study case of traffic on subprefeitura of Pinheiros - São Paulo, 2014).	27
Figura 2	–	A poluição sonora, (Programa Nacional contra a Poluição Sonora, 2013).	28
Figura 3	–	Representação do PassBy Noise, mostrando os meios pelos quais a energia é transmitida (Quick guide: Predicting pass-by noise earlier in the vehicle development cycle, 2019).	34
Figura 4	–	Representação gráfica da análise de caminhos de transferência, mostrando os meios pelos quais a energia é transmitida pelo meio (Gajdàtsy, 2011).	35
Figura 5	–	Combinação das contribuições individuais na análise dos caminhos de transferência.	36
Figura 6	–	Posição do acelerômetro no caminho associado ao motor. (ANÁLISE OPERACIONAL DOS CAMINHOS DE TRANSFERÊNCIA APLICADA NA MEDIÇÃO DO NÍVEL DE RUÍDO EMITIDO POR VEÍCULOS AUTOMOTORES, 2015)	37
Figura 7	–	Shaker sendo representado por colchões de ar. (Estudo do ruído de rodagem estrutural através da análise dos caminhos de transferência de energia - TPA, 2011)	38
Figura 8	–	Esquema do martelo utilizado em testes. (Mechanics, Society for Experimental)	38
Figura 9	–	Sistema vibro-acústico com duas entradas e uma saída.	43
Figura 10	–	Ambiente de ensaios com suas dimensões (ABNT, 2004).	48
Figura 11	–	Efeitos do ruído pela correlação da intensidade e frequência em que ocorre (Gráfico: MARTINS, João Alcino. Ruído Urbano – Aspecto Industrial, FAU USP/IPT, 1975).	50
Figura 12	–	Sistema de admissão de um veículo (MECÂNICA APLICADA A SISTEMAS AUTOMOTIVOS, 2015).	52
Figura 13	–	Coxim do sistema de exaustão de um veículo.	52
Figura 14	–	Componentes do sistema de exaustão de um veículo.	53
Figura 15	–	Mecanismo de geração do ruído de circulação e transmissão por caminho estrutural (WebMotors, 2023).	54
Figura 16	–	Mecanismo de geração do ruído de circulação e transmissão por caminho aéreo.	54
Figura 17	–	Mecanismo de geração do ruído aerodinâmico (BMW Sauber, 2006).	55

Figura 18	–	Peças acopladas ao motor (Mundo Educação, 2023).	56
Figura 19	–	Representação do interior de um motor de combustão interna (Simplio, 2021).	57
Figura 20	–	Representação dos componentes do sistema de transmissão de um veículo (Sauberluft, 2023).	58
Figura 21	–	Representação da chapa de alumínio livre. (a) excitadores eletrodinâmicos e (b) acelerômetros. (AN ALTERNATIVE FORMULATION OF TRANSFER PATH ANALYSIS APPLIED TO THE FORCE IDENTIFICATION PROBLEM , 2009).	59
Figura 22	–	Representação da Configuração (A) e (B) para a validação da TPA usando uma câmara semi-anecoica. (EXPERIMENTAL RESULTS FOR SOUND PATH CONTRIBUTION USING AN ALTERNATIVE TPA APPROACH, 2009).	61
Figura 23	–	Posicionamento detalhado do transdutor de força e do acelerômetro para as configurações (A) e (B). (EXPERIMENTAL RESULTS FOR SOUND PATH CONTRIBUTION USING AN ALTERNATIVE TPA APPROACH, 2009).	61
Figura 24	–	Medições que antecedem as medições de FRFs em um veículo (Estudo do ruído de rodagem estrutural através da análise dos caminhos de transferência de energia - TPA, 2011).	62
Figura 25	–	Posição do microfone externo ao veículo para as medições realizadas na pesquisa (ANÁLISE OPERACIONAL DOS CAMINHOS DE TRANSFERÊNCIA APLICADA NA MEDIÇÃO DO NÍVEL DE RUÍDO EMITIDO POR VEÍCULOS AUTOMOTORES, 2015).	63
Figura 26	–	Representação da estruturação veicular previamente feita em CAD (Yusuf's, 2018).	67
Figura 27	–	Vista isométrica da carroceria com as rodas.	70
Figura 28	–	Vista dianteira da carroceria com as rodas.	70
Figura 29	–	Vista lateral da carroceria com as rodas.	71
Figura 30	–	Vista traseira da carroceria com as rodas.	71
Figura 31	–	Vista superior da carroceria com as rodas.	71
Figura 32	–	Vista inferior da carroceria com as rodas.	72
Figura 33	–	Vista isométrica do Powertrain com o escapamento.	72
Figura 34	–	Vista dianteira do Powertrain com o escapamento.	72
Figura 35	–	Vista lateral do Powertrain com o escapamento.	73
Figura 36	–	Vista lateral do Powertrain com o escapamento.	73
Figura 37	–	Vista superior do Powertrain com o escapamento.	73
Figura 38	–	Vista inferior do Powertrain com o escapamento.	74

Figura 39	–	Vista isométrica do Assembly.	74
Figura 40	–	Vista dianteira do Assembly.	74
Figura 41	–	Vista lateral do Assembly.	75
Figura 42	–	Vista traseira do Assembly.	75
Figura 43	–	Vista superior do Assembly.	75
Figura 44	–	Vista inferior do Assembly.	76
Figura 45	–	Dimensões da parte dianteira do veículo-CAD.	76
Figura 46	–	Dimensões da parte lateral do veículo-CAD.	76
Figura 47	–	Representação do comando Enclosure do SpaceClaim.	77
Figura 48	–	Representação do comando Share do SpaceClaim.	78
Figura 49	–	Localização da inserção dos materiais.	79
Figura 50	–	Localização da inserção das conexões.	80
Figura 51	–	Localização da inserção da malha.	81
Figura 52	–	Representação dos detalhes da malha.	82
Figura 53	–	Representação das qualidade dos elementos.	82
Figura 54	–	Representação da qualidade da malha.	82
Figura 55	–	Localização da inserção do comando Modal.	85
Figura 56	–	Representações dos suportes fixos.	86
Figura 57	–	Localização da inserção do comando Harmonic Response.	87
Figura 58	–	Representação da aplicação e localização da Força 1.	88
Figura 59	–	Representação da aplicação e localização da Força 2.	88
Figura 60	–	Representação da aplicação e localização do acelerômetro 1.	89
Figura 61	–	Representação da aplicação e localização do acelerômetro 2.	89
Figura 62	–	Localização da inserção do comando Harmonic Acoustics.	90
Figura 63	–	Representação do microfone e comando Enclosure para medição do veículo.	91
Figura 64	–	Representação do Esquemático do Projeto.	91
Figura 65	–	Representação esquemática do sistema com forças excitantes, acelerômetros e um microfone.	94
Figura 66	–	Forma reduzida da matriz de entrada gerada.	95
Figura 67	–	Vetores armazenados em uma nova matriz.	96
Figura 68	–	Matriz de funções de transferência determinada para cada medição usando o método dos mínimos quadrados - pseudoinversa.	96
Figura 69	–	Versão reduzida da matriz de entrada.	97
Figura 70	–	Coefficientes de transferência resultantes para cada um dos sete caminhos de transferência armazenados nas colunas da matriz de transferência.	97
Figura 71	–	Contribuição individual do caminho C1 em relação ao nível total de pressão sonora no ponto receptor.	97

Figura 72	–	Como se espera que a validação da técnica OTPA ocorra na análise proposta.	98
Figura 73	–	Ensaio experimental.	101
Figura 74	–	Aceleração x Frequência da Força 1 e Força 1 Operacional. . . .	103
Figura 75	–	Aceleração x Frequência da Força 2 e Força 2 Operacional. . . .	103
Figura 76	–	Pressão sonora x Frequência da Força 1 e Força 1 Operacional.. .	104
Figura 77	–	Pressão sonora x Frequência da Força 2 e Força 2 Operacional.. .	104
Figura 78	–	Comparação dos resultados TPA e OTPA.	105
Figura 79	–	Validação do caminhos de transferência OTPA x microfone. . . .	105

Lista de abreviaturas e siglas

OPA	Operational Path Analysis
OTPA	Operational Path Transfer Analysis
TPA	Path Transfer Analysis
NPS	Noise Pressure Level
FRF	Frequency Response Function
ACT	Análise dos Caminhos de Transferência
AOCT	Análise Operacional dos Caminhos de Transferência
MATLAB	MATrix LABoratory
OPAX	Operational Path Analysis with eXogenous inputs

Sumário

	Lista de ilustrações	15
I	INTRODUÇÃO	25
1	INTRODUÇÃO	27
1.1	Contexto	27
1.2	Objetivos	29
1.2.1	Objetivos específicos	29
1.3	Estrutura do trabalho	30
II	REFERENCIAL TEÓRICO	31
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	33
2.1	Análise dos caminhos de transferência (TPA)	33
2.1.1	Métodos de detecção de forças	39
2.1.2	Método da rigidez complexa	39
2.1.3	Método da inversão matricial	39
2.1.3.1	Condicionamento da Matriz de FRF	40
2.1.3.2	Estabilidade Numérica	41
2.1.3.3	Influência do Ruído de Medição	41
2.1.3.4	Problemas de Resolução em Altas Frequências	41
2.1.3.5	Estratégias de Mitigação	42
2.2	Análise operacional dos caminhos de transferência (OTPA)	42
2.3	Regulamentos nacionais para controle do ruído emitido por veículos automotores	46
2.3.1	Decretos para regulamentação do ruído sonoro emitido por veículos automotores	46
2.3.2	Avaliação do ruído proveniente de veículos automotores em movimento acelerado - procedimento de engenharia	47
2.4	Mecanismos de criação e propagação de ruído em veículos automotores	49
2.4.1	Sistema de admissão	51
2.4.2	Sistema de exaustão	51
2.4.3	Circulação	53
2.4.4	Aerodinâmica	54

2.4.5	Motor	55
2.4.6	Transmissão	57
3	LEVANTAMENTO BIBLIOGRÁFICO	59
III	METODOLOGIA	65
4	FORMULAÇÃO DO ESTUDO	67
4.1	Fundamentação experimental	68
4.1.1	Ansys	68
4.1.2	Método dos Elementos Finitos	68
4.2	Procedimentos experimentais	69
4.2.1	Desenvolvimento do CAD-Veículo	69
5	PREPARO DO CAD PARA SER ESTUDADO NO AMBIENTE ANSYS	77
5.0.1	SpaceClaim	77
5.0.2	Materials	78
5.0.3	Connections	79
5.0.4	Mesh	81
6	ESTUDO NO AMBIENTE ANSYS	85
6.0.1	Modal	85
6.0.2	Harmonic Response	87
6.0.3	Harmonic Acoustics	90
7	ROTINA COMPUTACIONAL DE ANÁLISE DOS CAMINHOS DE TRANSFERÊNCIA	93
7.0.1	Parâmetros de Amostragem dos Sinais	95
7.0.2	Processamento dos Dados no Tempo	95
7.0.3	Análise no Domínio da Frequência	95
7.0.4	Medições de Tamanhos Iguais e Sequenciais	96
7.0.5	Coeficientes de transferência - Método dos mínimos quadrados	97
7.0.6	Validação dos resultados	97
IV	RESULTADOS	99
8	VERIFICAÇÃO TPA E OTPA	101

9	ESTUDO QUALITATIVO ENTRE OS MÉTODOS TPA E OTPA APLICADOS NA MEDIÇÃO DO PASSBY NOISE UTILIZANDO O SOFTWARE ANSYS	107
9.1	Transfer Path Analysis (TPA)	107
9.1.1	Vantagens do TPA:	107
9.1.2	Desvantagens do TPA:	107
9.2	Operational Transfer Path Analysis (OTPA)	108
9.2.1	Vantagens do OTPA:	108
9.2.2	Desvantagens do OTPA:	108
9.3	Comparação entre TPA e OTPA para medição de PassBy Noise . .	108
V	CONCLUSÃO	111
10	CONCLUSÃO	113
11	APÊNDICES	117
	REFERÊNCIAS	123

Parte I

INTRODUÇÃO

1 Introdução

1.1 Contexto

A poluição sonora nos centros urbanos ocupa atualmente o terceiro lugar entre os agentes de poluição atmosférica, tornando-se um desafio crítico. Esse tipo de poluição é causado por ruídos excessivos, contínuos e/ou intermitentes, que podem afetar não apenas a audição, mas também o funcionamento de sistemas como o digestivo e o nervoso. No contexto da globalização, as principais fontes de poluição atmosférica e sonora em grandes centros urbanos são o tráfego rodoviário, atividades industriais e comerciais. Entre essas fontes, o tráfego de veículos automotores se destaca como a principal contribuinte para a poluição do ar. (PINTO, 2006) destaca que a poluição sonora veicular refere-se ao ruído gerado pelo tráfego motorizado de pessoas e mercadorias, afetando principalmente as áreas próximas às rodovias.

Com o aumento significativo da frota de veículos em países desenvolvidos, a estipulação de limites aceitáveis para emissões de poluição sonora veicular durante a operação tornou-se uma necessidade. No Brasil, o Conselho Nacional de Trânsito (CONTRAN) estabeleceu inicialmente, em 1971, limites máximos de ruído veicular por meio da Resolução nº 448. Esses limites foram posteriormente substituídos pela Resolução nº 272, apresentada em 1993 pelo Conselho Nacional do Meio Ambiente (CONAMA). Com o aumento constante da frota de veículos no Brasil ao longo dos anos, foram gradualmente introduzidos limites mais rigorosos para as emissões de ruído por veículos automotores. A Resolução nº 272 passou por várias revisões até chegar à versão publicada em 2000, que está em vigor atualmente.

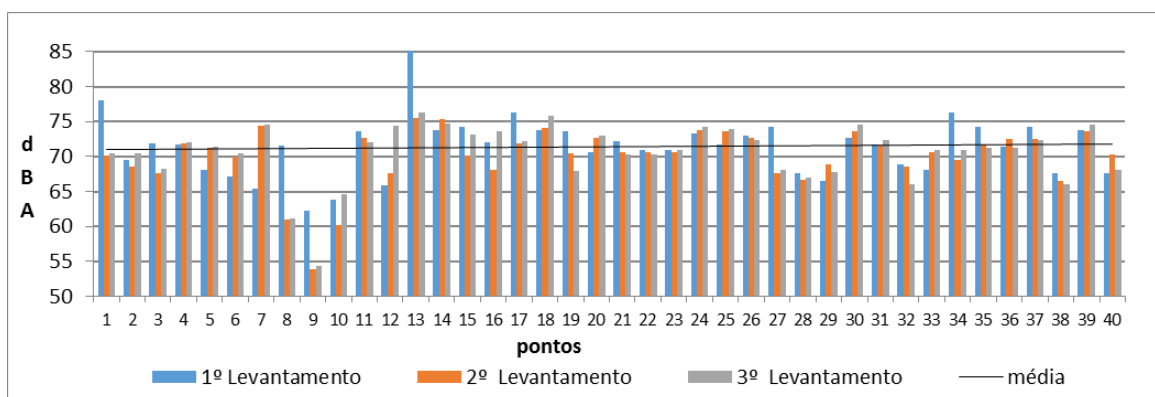


Figura 1 – Gráfico das emissões sonoras da Subprefeitura de Pinheiros – SP (2010 e 2011) (Noise pollution: study case of traffic on subprefeitura of Pinheiros - São Paulo, 2014).

Em 1971, o limite máximo para a emissão de ruído por veículos de transporte de passageiros era de 84 dB(A), medido através de um microfone localizado a um raio de 5 metros da fonte. Esse limite foi reduzido para 74 dB(A) pela Resolução nº 272/00, representando uma diminuição de 10 dB(A) em relação ao limite estabelecido em 1971. Essa redução de 10 dB(A) equivale a uma diminuição de 90 por cento na energia sonora emitida pelos veículos. Em termos práticos, isso significa que seriam necessários 16 veículos novos para produzir o mesmo nível de ruído de um veículo antigo. O procedimento padrão para a medição do nível de ruído, conforme descrito na NBR 15145, publicada em 2004 pela Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT), tem como base a Diretriz Internacional ISO 362, publicada pela Organização Internacional de Padronização (ISO).

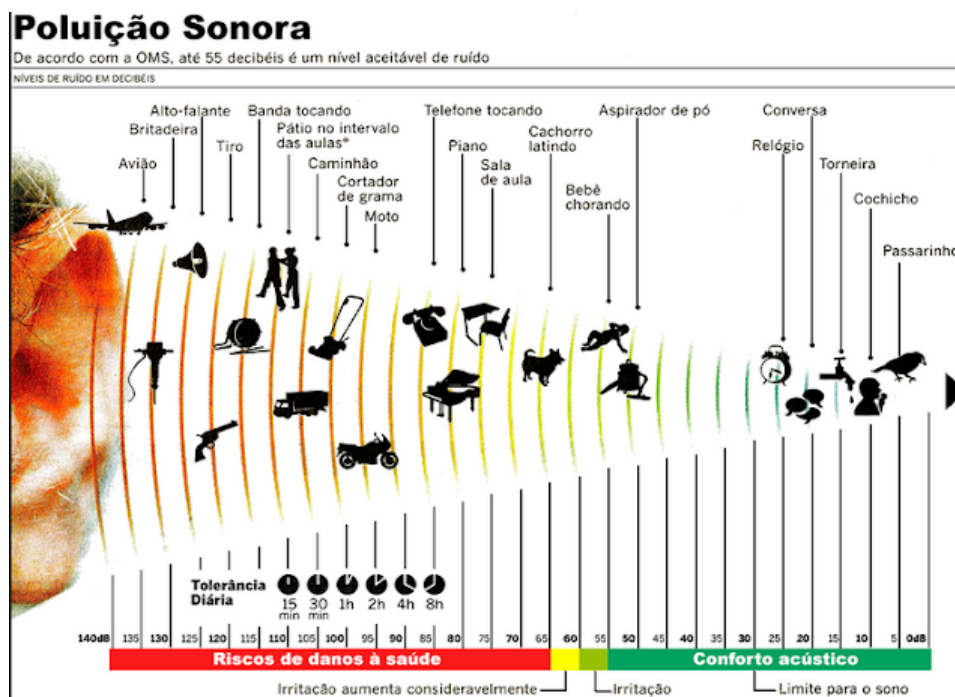


Figura 2 – A poluição sonora, (Programa Nacional contra a Poluição Sonora, 2013).

A avaliação do ruído gerado por veículos em movimento, conhecida como "passby noise", desempenha um papel fundamental na gestão da poluição sonora em ambientes urbanos e naturais. Este método de medição é essencial para quantificar e compreender o impacto acústico dos veículos durante sua circulação. De acordo com regulamentações e padrões estabelecidos por órgãos como o Conselho Nacional do Meio Ambiente (CONAMA) e normas técnicas como a ISO 362, a medição do "passby noise" é conduzida mediante a passagem controlada dos veículos por um ponto de observação equipado com microfones de alta precisão. Esses dispositivos capturam os níveis de ruído gerados durante a passagem, permitindo uma avaliação rigorosa dos padrões de emissão sonora veicular. Essa abordagem não apenas fornece dados cruciais para o cumprimento de normas ambientais, mas também contribui para o desenvolvimento de tecnologias automotivas mais silenciosas e sustentáveis.

Conforme destacado por (HARRISON, 2004), quando os fabricantes de veículos enfrentam desafios em cumprir os níveis de ruído regulamentados, é fundamental identificar as contribuições individuais das fontes para o Nível de Pressão Sonora (NPS) global. Isso requer a coleta de informações sobre as assinaturas das fontes, seja por meio de terceiras bandas de oitava, espectros de tempo-frequência ou amostras de áudio audíveis completas. Para identificar essas contribuições, é necessário primeiro identificar todas as fontes de ruído presentes e, em seguida, categorizá-las com base em sua parcela individual de contribuição para o ruído total emitido pelo veículo. Essa contribuição pode ser avaliada por nível de pressão sonora em um ponto específico do espaço, nível de pressão sonora em uma banda de frequência específica e distância de propagação.

Os principais métodos utilizados para categorizar a contribuição individual das fontes são: isolamento, onde cada fonte de ruído é avaliada separadamente; mapeamento da intensidade sonora, que utiliza imagens acústicas para identificar os locais de maior e menor concentração de energia sonora; transmissibilidade, onde são mensuradas as acelerações na superfície da fonte de ruído e em pontos no espaço, calculando-se as funções de transferência entre eles; e modelagem, onde as contribuições são determinadas por meio de modelos empíricos ou matemáticos.

A indústria automobilística tem se concentrado na identificação das principais vias de propagação do ruído dos veículos. Uma das abordagens utilizadas é a Análise dos Caminhos de Transferência (TPA). No entanto, a TPA apresenta uma limitação significativa devido à necessidade de cargas experimentais conhecidas, o que eleva os custos financeiros e operacionais da análise. Para superar essa limitação, foi desenvolvida a Análise Operacional de Caminho de Transferência (OTPA), que utiliza dados operacionais em conjunto com o conceito de transmissibilidade para avaliar a contribuição das fontes de ruído sem a necessidade de identificar as cargas operacionais. Essa abordagem é referida de diferentes maneiras por autores, como OPA, AOCT ou OPAX.

1.2 **Objetivos**

Realizar um estudo qualitativo entre os métodos OTPA (Análise de Caminho Operacional de Transferência) e TPA (Análise dos Caminhos de Transferência) aplicados na medição do PassBy Noise utilizando o software Ansys como ambiente para medição do ruído emitido por um veículo automotor desenvolvido em CAD (Desenho Assistido por Computador).

1.2.1 **Objetivos específicos**

- Gerar malha/sistema numérico para servir de experimentação do estudo.

- Coletar dados de ruído de veículos automotores em conformidade com os padrões estabelecidos pela Resolução 272/00 do CONAMA e pela Norma Brasileira NBR 15145:2004.
- Desenvolver análises comparativas entre os métodos OTPA e TPA, identificando suas respectivas eficácias na identificação e caracterização das vias de transferência do ruído.
- Avaliar as vantagens e limitações de cada método, considerando as complexidades inerentes à medição de ruído veicular.

1.3 Estrutura do trabalho

Na primeira parte deste trabalho, foi apresentado a motivação e a justificativa para seu desenvolvimento, além de fazer uma revisão bibliográfica de estudos anteriores que tratam da análise dos caminhos de transferência.

Em seguida, foram abordados os fundamentos teóricos necessários para entender a técnica de análise clássica e operacional dos caminhos de transferência, assim como os mecanismos de geração e transmissão do ruído veicular. Também foram destacadas as normas brasileiras que regulam o controle dos níveis de ruído emitidos por veículos em aceleração.

No terceiro segmento, foram detalhados os procedimentos experimentais e a implementação da técnica através de uma rotina computacional.

E no final, foram apresentados os espectros em banda estreita das fontes analisadas com base em medições preliminares. Além disso, foi validado o método e feito a análise da contribuição das diferentes fontes de ruído.

Parte II

REFERENCIAL TEÓRICO

2 Fundamentação teórica

O propósito deste capítulo consiste em examinar os principais tópicos que serão abordados nas próximas etapas da pesquisa, com o intuito de direcionar o seu andamento. Essa fase desempenha um papel crucial na condução deste estudo, visto que se baseia tanto nas dissertações de mestrado de autores especializados na área quanto na literatura técnica e nos relatórios provenientes de experimentos práticos. As dissertações de mestrado fornecem perspectivas fundamentais para compreender os conceitos teóricos relacionados aos temas tratados. Enquanto isso, os relatórios técnicos oferecem contribuições valiosas, principalmente devido à sua cobertura abrangente das pesquisas realizadas na indústria automotiva, concentradas na exploração da análise de caminhos de transferência. Além de enriquecer o avanço desta pesquisa, o embasamento teórico também desempenhará o papel de recurso de pesquisa para futuros trabalhos que se relacionem com o tópico investigado. Como resultado, todas as fontes citadas neste estudo serão referenciadas de acordo com as normas estabelecidas pela ABNT.

2.1 Análise dos caminhos de transferência (TPA)

A Análise dos Caminhos de Transferência, conhecida em inglês como Transfer Path Analysis (TPA), é uma técnica que permite mapear o fluxo de energia vibro-acústica emitida por uma fonte específica através de diferentes caminhos de propagação até um receptor específico. Esta técnica também é conhecida por outros termos como Noise Path Analysis, Path Contribution Analysis ou Source Contribution Analysis.

Através da Análise dos Caminhos de Transferência, é possível quantificar a importância relativa dos caminhos de transferência de energia entre a fonte de vibração e o ponto receptor para o ruído total transmitido pelo sistema vibro-acústico. Uma vez quantificada a contribuição de cada um dos caminhos de transferência entre a fonte e o receptor, medidas de controle de ruído podem ser implementadas para reduzir o nível de resposta total em um dado ponto receptor, resultando em um projeto satisfatório do ponto de vista vibro-acústico.

Esta técnica pode ser aplicada para resolver problemas vibro-acústicos em diversos tipos de sistemas, independentemente do tamanho ou complexidade. Por exemplo, quando o sistema a ser analisado é um veículo, esta técnica pode ser aplicada para reduzir o ruído no interior do veículo visando o conforto do passageiro e/ou para reduzir o ruído exterior emitido pelo veículo em aceleração constante com o objetivo de oferecer conforto aos pedestres.

As principais fontes de energia vibro-acústica em um veículo incluem o motor, o sistema de suspensão, o sistema de exaustão, o sistema de aspiração, a aerodinâmica e o atrito pneu/solo. A Análise dos Caminhos de Transferência é uma ferramenta poderosa que pode ser utilizada em diversas fases do desenvolvimento do veículo, seja para solucionar problemas vibro-acústicos já identificados em um veículo pronto, para refinar a NVH ou ainda na fase inicial quando a análise é feita em um protótipo virtual.

A técnica TPA pode ser classificada em duas categorias com base no meio de transmissão energética: TPA Estrutural (structure-borne), onde os caminhos de transferência de energia vibro-acústica são os pontos na estrutura do sistema mecânico; e TPA Aéreo (airborne), onde o caminho de transferência de energia vibro-acústica é o ar. A Figura (3) apresenta pontos de medição do PassBy Noise que representam algumas trajetórias de propagação do ruído gerado por um veículo automotor.

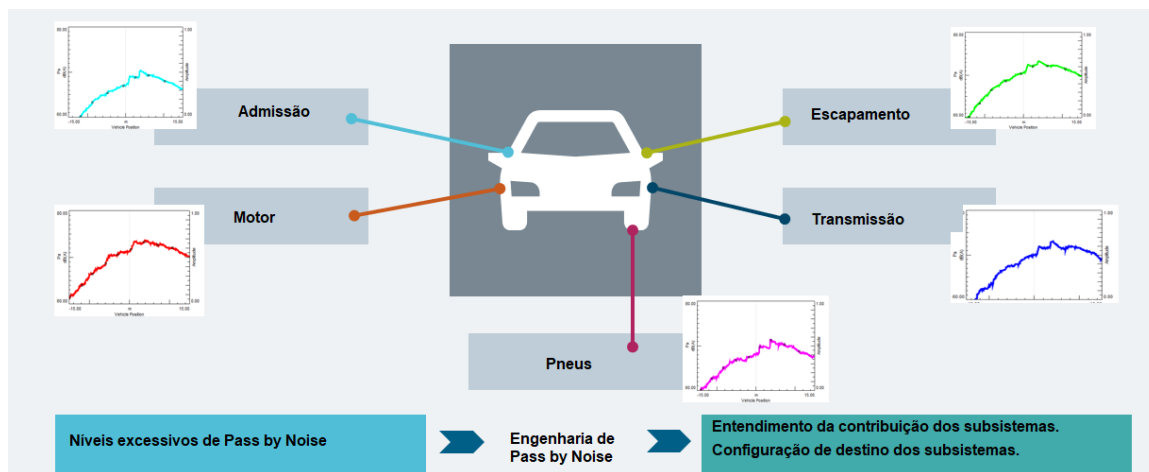


Figura 3 – Representação do PassBy Noise, mostrando os meios pelos quais a energia é transmitida (Quick guide: Predicting pass-by noise earlier in the vehicle development cycle, 2019).

As principais medidas e análises, de acordo com a via de transmissão da energia vibro-acústica, são a magnitude da força, deslocamento e aceleração para um caminho estrutural, e as magnitudes de velocidade de volume e pressões sonoras para um caminho aéreo. A Análise dos Caminhos de Transferência estabelece as relações de entrada e saída do sistema vibro-acústico, através da função de resposta em frequência que representa a relação entre o receptor e a fonte. A Figura (4) apresenta um esquemático padrão para TPA em um sistema.

As funções de resposta em frequências são as funções de transferência utilizadas para caracterizar relações de entrada e saída de sistemas e subsistemas mecânicos considerados sistemas lineares invariantes no tempo (LIT). Em geral, um sistema mecânico pode ser considerado um sistema (LIT) porque não possui variações em suas características dinâmicas ao longo do seu período de operação.

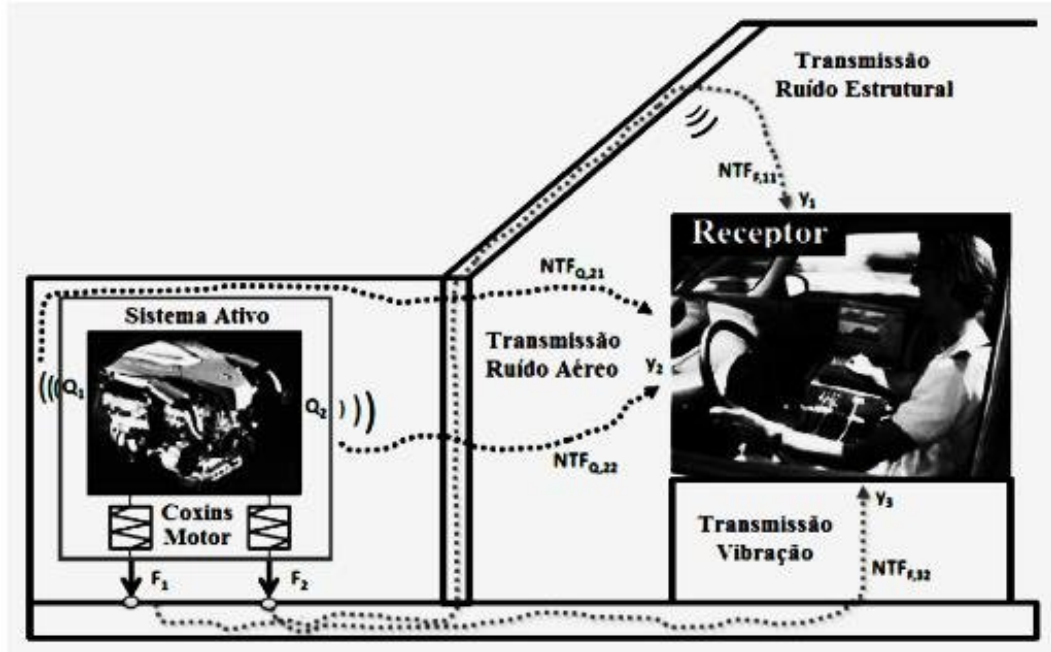


Figura 4 – Representação gráfica da análise de caminhos de transferência, mostrando os meios pelos quais a energia é transmitida pelo meio (Gajdàtsy, 2011).

Um sistema é definido como linear e invariante no tempo quando o par de entrada e saída (causa e efeito) satisfaz as seguintes propriedades (OPPENHEIM; DELL, 2010): Adição, Homogeneidade, Superposição e Invariância no tempo. A função de resposta em frequência é definida como a relação da transformada de Fourier da saída e transformada de Fourier da entrada:

- Adição:

$$x_1(t) + x_2(t) \rightarrow y_1(t) + y_2(t) \quad (2.1)$$

- Homogeneidade:

$$x_1(t) \cdot \alpha \rightarrow y_1(t) \cdot \alpha \quad (2.2)$$

- Superposição:

$$\alpha_1 \cdot x_1(t) + \alpha_2 \cdot x_2(t) \rightarrow \alpha_1 \cdot y_1(t) + \alpha_2 \cdot y_2(t) \quad (2.3)$$

- Invariância no tempo:

$$x(t) \rightarrow y(t) = x(t + T) \rightarrow y(t + T) \quad (2.4)$$

• Relação da transformada de Fourier da saída e transformada de Fourier da entrada:

$$B_{ij}(w) = \frac{F(x_1(t))}{F(F_j(t))} \rightarrow B_{ij} = \frac{x_i(w)}{F_j(w)} \quad (2.5)$$

A Análise dos Caminhos de Transferência define a resposta no ponto receptor como o produto da força atuante na fonte e a função de resposta em frequência entre a fonte e receptor. Considerando o sistema apresentado na Figura (4), a contribuição pode ser escrita conforme a equação (2.6):

$$x_i(jw) = B_{ij}(jw) \cdot F_j(jw) \quad (2.6)$$

Considerando que:

- $X_i(jw)$ é o espectro (complexo) de frequência do i -ésimo ponto receptor devido à contribuição individual de n caminhos de transmissão.
- $F_j(jw)$ é o espectro (complexo) de frequência do j -ésimo ponto de excitação (carga operacional, atuando como fonte de geração de ruído e/ou vibrações).
- $B_{ij}(jw)$ é a Função de Resposta em Frequência (FRF) do j -ésimo caminho de transmissão entre o local de excitação parcial j e a resposta parcial i .

Com base no princípio da superposição, válido para sistemas lineares e invariantes no tempo, a técnica TPA expressa o ruído total no receptor como a soma das contribuições individuais de cada fonte. Portanto, é possível escrever a Equação (2.7) para o sistema ilustrado na Figura (5), da seguinte forma:

$$\sum_n x_i(w) = P(w) \text{ calculado} \quad (2.7)$$

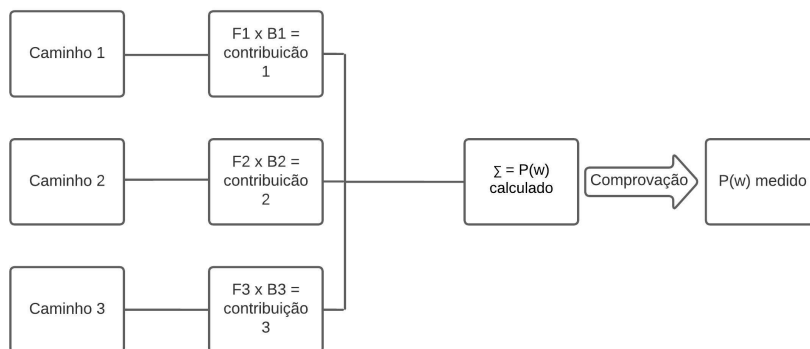


Figura 5 – Combinação das contribuições individuais na análise dos caminhos de transferência.

Para mapear o fluxo de energia vibro-acústica usando a técnica TPA clássica, é necessário identificar as forças operacionais que atuam nas fontes e as funções de transferência entre os pontos de análise e os pontos onde as forças operacionais atuam. No

entanto, medir diretamente essas forças nas fontes é muitas vezes impraticável devido à falta de espaço para a colocação de sensores adequados.

Portanto, quando a medição direta das forças operacionais não é possível, recorre-se a métodos indiretos, como o método da rigidez complexa e a inversão matricial (PLUNT, 2005). Esses métodos de identificação de forças serão abordados no próximo tópico.

Para determinar as forças operacionais utilizando métodos indiretos, é necessário realizar um experimento no qual um sensor é posicionado em algum ponto do caminho de transferência de energia associado à fonte de excitação (figura (6)), a fim de capturar a vibração ou o ruído gerado por essa fonte. Assim, a fonte é excitada por meio de instrumentos apropriados, criando condições semelhantes ao seu funcionamento real. Para evitar a influência de outras fontes, o experimento é realizado isoladamente para cada fonte, enquanto as demais fontes são desconectadas do sistema.



Figura 6 – Posição do acelerômetro no caminho associado ao motor. (ANÁLISE OPERACIONAL DOS CAMINHOS DE TRANSFERÊNCIA APLICADA NA MEDIÇÃO DO NÍVEL DE RUÍDO EMITIDO POR VEÍCULOS AUTOMOTORES, 2015)

Em geral, para fontes cuja transmissão é realizada através da estrutura, são utilizados instrumentos de excitação direta, como o Shaker (gerador de vibrações) (figura (7) e o Hammer (martelo de impacto) (Figura (8)). No caso de fontes com transmissão via ar, são empregados alto-falantes para estimulá-las. Para medir a resposta vibratória dos caminhos associados às fontes com transmissão estrutural, são usados acelerômetros, enquanto microfones são empregados para os caminhos com transmissão via ar.

Atualmente, a indústria automotiva tem a capacidade de criar protótipos virtuais simulados completamente por meio de simulações computacionais. Essa configuração pode



Figura 7 – Shaker sendo representado por colchões de ar.(Estudo do ruído de rolagem estrutural através da análise dos caminhos de transferência de energia - TPA, 2011)

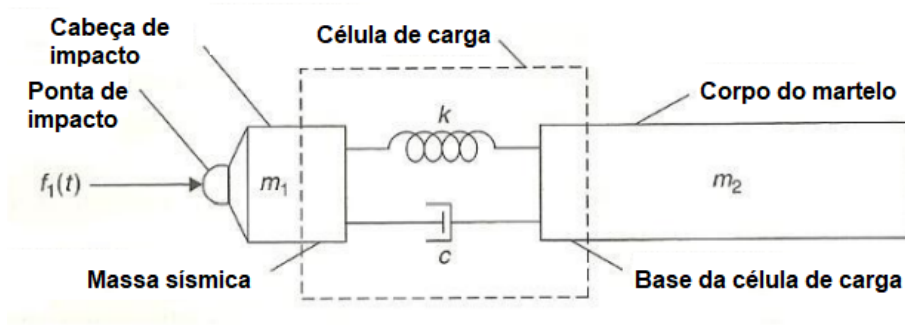


Figura 8 – Esquema do martelo utilizado em testes. (Mechanics, Society for Experimental)

ser analisada por meio da abordagem TPA Híbrido, que combina medições experimentais com simulações numéricas.

Técnicas mais recentes, conhecidas como "Fast TPA," são utilizadas para realizar quantificações rápidas das principais contribuições, desconsiderando aquelas de menor influência, o que reduz o tempo de cálculo necessário na análise clássica "Multi-level TPA," a qual é utilizada para múltiplos sinais e análises em estruturas mais complexas. Além disso, a "TPA Synthesis" é empregada para sintetizar as etapas de monitoramento com TPA, enquanto a "Transient TPA" constitui uma técnica transiente de análise de sinais para TPA (AUWERAER et al., 2007).

2.1.1 Métodos de detecção de forças

Quando não é viável realizar medições diretas das forças, é possível determiná-las por meio de abordagens indiretas. Os dois principais métodos indiretos de identificação de forças são o Método de Rigidez Complexa e o Método da Inversão de Matriz (PLUNT, 2005).

2.1.2 Método da rigidez complexa

No Método da Rigidez Complexa, as forças operacionais são determinadas com base no conhecimento da rigidez dinâmica complexa do caminho de transferência em análise e no seu deslocamento diferencial durante a operação (PADILHA; BEAUREPAIRE; ARRUDA, 2006).

Dessa forma, a força no caminho de transferência i pode ser calculada multiplicando a rigidez desse caminho pela variação entre a aceleração medida no receptor e a aceleração medida na fonte, como mostrado na Equação (2.8).

$$f_i(w) = K(w)((x_2(w) - x_i(w))) \quad (2.8)$$

Nesta equação:

- $F_i(w)$ = Força operacional no caminho de transferência i ;
- $K(w)$ = Rigidez dinâmica complexa em função da frequência;
- $X_2(w)$ = Deslocamento operacional no ponto de conexão do receptor;
- $X_1(w)$ = Deslocamento operacional no ponto de conexão da fonte.

Para aplicar esse método, é fundamental que as medições de aceleração tanto na fonte quanto no receptor sejam realizadas simultaneamente. Para obter medidas de deslocamento precisas, o acelerômetro utilizado para as medições deve ser colocado nos pontos de ligação da montagem do subsistema. Isso ocorre porque, se o acelerômetro estiver posicionado longe desses pontos, os sinais de aceleração medidos podem não ser representativos para problemas de alta frequência.

Além disso, os dados de rigidez dinâmica complexa devem ser fornecidos em função da frequência, sendo classificados como positivos e classificados em tração ou compressão. Para avaliar a rigidez dinâmica da montagem de forma precisa, é necessário pré-carregar a montagem para aproximar as condições reais de operação.

2.1.3 Método da inversão matricial

Este método é aplicado quando os caminhos de transferência possuem conexões excepcionalmente rígidas ou quando a rigidez da montagem é substancialmente superior à

impedância do corpo, o que resulta em deslocamentos extremamente limitados (PLUNT, 2005).

Para determinar as forças operacionais usando essa abordagem, é essencial começar pela obtenção da matriz de Funções de Resposta em Frequência. Uma vez que a matriz de Funções de Resposta em Frequência (FRF) tenha sido estabelecida, o vetor de forças operacionais pode ser calculado multiplicando a inversa da matriz de FRF pelo vetor de acelerações, como indicado na Equação (2.9).

$$[f((w))] = [H(w)]^{-1}[x((w))] \quad (2.9)$$

Considerando que:

- $[X((w))]$ representa o vetor de acelerações do receptor;
- $[H(w)]$ é a Matriz de Função de Transferência;
- $[F((w))]$ é o vetor de forças operacionais.

Para encontrar uma solução única para as forças operacionais usando o método de inversão de matriz convencional, o número de respostas (m) deve ser, no mínimo, igual ao número de forças de entrada a serem estimadas (n). Geralmente, estamos em uma situação de superdeterminação do sistema linear, o que significa que temos mais medidas de resposta (m) do que medidas de entrada (n). Nesse cenário, para alcançar uma solução única, recorreremos à pseudo-inversa da matriz de funções de transferência, o que nos permite obter a melhor estimativa das forças atuando em cada caminho.

O método da inversão matricial, aplicado para determinar as forças operacionais a partir da matriz de Funções de Resposta em Frequência (FRF), pode enfrentar diversos problemas numéricos, especialmente quando a matriz de FRF possui características que desafiam a precisão e a estabilidade do cálculo. Abaixo estão alguns dos principais problemas numéricos associados a essa abordagem:

2.1.3.1 Condicionamento da Matriz de FRF

- **Matrizes Mal Condicionadas:** A matriz de Função de Resposta em Frequência (FRF) pode ser mal condicionada, o que significa que ela possui um número de condição elevado. Isso acontece, por exemplo, quando há modos de vibração próximos entre si ou quando a rigidez do sistema é alta, mas não uniforme. Uma matriz mal condicionada pode amplificar pequenos erros de medição nas acelerações ou nas respostas, levando a grandes erros nas forças operacionais calculadas.

- **Perda de Precisão:** Quando a matriz é mal condicionada, os erros numéricos, como os de arredondamento, são amplificados ao se calcular a inversa da matriz de FRF, resultando em uma perda significativa de precisão na estimativa das forças operacionais.

2.1.3.2 Estabilidade Numérica

- Erro de Arredondamento: A inversão direta de uma matriz, especialmente em frequências altas onde a rigidez é dominante, pode introduzir erros de arredondamento significativos. Esses erros se acumulam e podem distorcer os resultados, particularmente em sistemas que apresentam impedâncias muito diferentes entre os pontos de medição.

- Instabilidade Computacional: Em sistemas onde a rigidez é substancialmente maior que a impedância do corpo, o cálculo da inversa da matriz FRF pode ser numericamente instável, levando a flutuações nos valores calculados para as forças operacionais.

Inversa e Sistemas Superdeterminados

- Uso da Pseudo-Inversa: Quando o sistema é superdeterminado (mais respostas do que forças de entrada), a solução única é geralmente obtida através da pseudo-inversa da matriz FRF. No entanto, a pseudo-inversa pode ser sensível ao condicionamento da matriz original. Se a matriz de FRF é mal condicionada, a pseudo-inversa pode não fornecer uma solução precisa, ou pode ser instável, especialmente se a matriz de FRF contiver valores singulares ou quase-singulares.

- Erros devido à Singularidade: Caso a matriz de FRF esteja próxima de ser singular, a pseudo-inversa pode produzir resultados altamente imprecisos, uma vez que pequenas perturbações nos dados de entrada podem levar a grandes variações nas forças operacionais estimadas.

2.1.3.3 Influência do Ruído de Medição

- Ruído em Dados Experimentais: Medições de aceleração e resposta podem conter ruídos, o que afeta diretamente o cálculo da inversa da matriz FRF. Como a inversão de uma matriz pode amplificar o ruído presente nos dados, o resultado final para as forças operacionais pode ser altamente distorcido, especialmente em frequências onde o sinal de interesse é fraco em comparação ao ruído.

- Filtro de Ruído: Para mitigar o impacto do ruído, técnicas de filtragem ou suavização podem ser aplicadas aos dados antes da inversão da matriz. No entanto, essas técnicas também podem introduzir vieses ou perder informações críticas, comprometendo a precisão das forças operacionais estimadas.

2.1.3.4 Problemas de Resolução em Altas Frequências

- Efeito de Altas Frequências: Em frequências mais altas, a matriz de FRF pode se tornar muito complexa devido à presença de muitos modos de vibração e interações modais. A inversão da matriz de FRF nessas frequências pode ser particularmente problemática, resultando em instabilidades ou erros significativos na estimativa das forças operacionais.

2.1.3.5 Estratégias de Mitigação

- Regularização: Métodos de regularização, como a regularização de Tikhonov, podem ser aplicados para estabilizar a inversão da matriz de FRF, reduzindo a sensibilidade a ruídos e melhorando a robustez da solução. No entanto, a regularização também pode introduzir erros de modelagem que precisam ser cuidadosamente gerenciados.
- Aproximações ou Métodos Iterativos: Em vez de usar a inversa direta da matriz, métodos iterativos como o método dos mínimos quadrados ou o método dos gradientes conjugados podem ser utilizados para resolver o sistema. Esses métodos podem ser mais estáveis em situações onde a inversão direta falharia.

2.2 Análise operacional dos caminhos de transferência (OTPA)

Devido às limitações da Análise de Caminhos de Transferência, (NOUMURA; YOSHIDA, 2006) desenvolveram um método que permite estimar as contribuições de cada fonte sem a necessidade de conhecer as funções de transferência ou identificar as forças operacionais no sistema. Isso resulta em uma redução significativa na carga experimental necessária para a análise. Esse método é referido em algumas publicações como Análise Operacional dos Caminhos de Transferência (AOCT), embora também seja conhecido como Operational Transfer Path Analysis (OTPA) ou CTC, AMM e TPA FORM.

A principal vantagem desse método em relação ao método clássico é que ele utiliza dados operacionais de resposta nos caminhos de transferência e nas respostas do receptor para estimar a função de transferência entre o ponto de entrada e o ponto de saída. Esses dados operacionais são adquiridos sem a necessidade de desacoplar o subsistema passivo, ou seja, o sistema é operado em seu ambiente real, não em um laboratório com condições controladas.

A Análise Operacional dos Caminhos de Transferência oferece uma vantagem significativa na análise de ruído aéreo em comparação com a análise clássica. No método tradicional (TPA), são usadas fontes sonoras artificiais (alto-falantes) para estimar a matriz de transferência, o que torna o método menos eficiente na reprodução das condições reais de operação do sistema. Em contraste, na análise operacional, as fontes sonoras reais de excitação são usadas.

Para ilustrar a aplicação dessa técnica em um sistema vibro-acústico, será analisado um sistema com duas fontes de excitação ligadas a dois caminhos de transferência e um ponto receptor (microfone), conforme mostrado na Figura (9). Nesse contexto, em que o ponto receptor é um microfone, as respostas adquiridas nesse ponto são medidas em Níveis de Pressão Sonora (NPS).

Assim como na análise tradicional dos caminhos de transferência, a pressão sonora

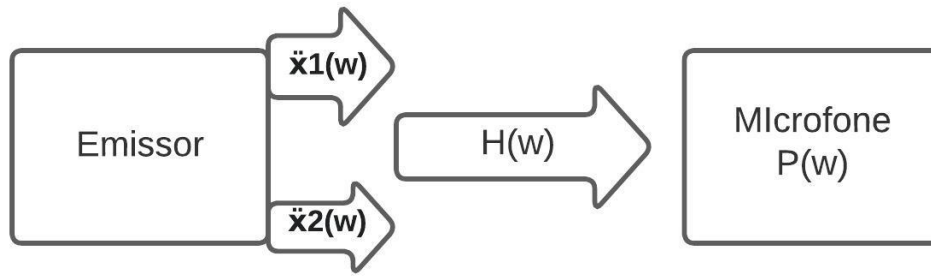


Figura 9 – Sistema vibro-acústico com duas entradas e uma saída.

registrada no ponto de recepção (microfone), representada como "P", pode ser expressa como a soma das contribuições individuais de cada uma das fontes que estão presentes no sistema vibro-acústico sob análise. Para calcular a contribuição individual da fonte associada ao caminho "i", multiplicamos os sinais de resposta de aceleração ou pressão sonora no caminho, denotados como "x", pela função de transferência "H_{ij}" que descreve a relação entre o ponto de excitação "i" e o ponto de recepção "j". Essa contribuição pode ser calculada utilizando a seguinte Equação (2.10):

$$C_{ij}(w) = h_{ij}(w)\ddot{x}_i(w) \quad (2.10)$$

A pressão sonora registrada no ponto receptor $p(w)$, conforme mostrado na Figura (3), é calculada utilizando a Equação (2.11):

$$p(w) = C_1(w) + C_2(w) \quad (2.11)$$

Aqui, temos:

- $C_1(w)$: Representa a contribuição da fonte de excitação no caminho 1.
- $C_2(w)$: Representa a contribuição da fonte de excitação no caminho 2.

Considerando que estamos capturando 'm' sinais de pressão sonora, $p(w)$, no ponto receptor, e simultaneamente registrando os sinais de aceleração, X_1 , nos dois caminhos de transferência estrutural, geramos 'p' equações polinomiais para cada uma das 'm' frequências amostradas na análise. Um exemplo é apresentado na Equação (2.12) para a primeira frequência, W_1 . Nessa equação, 'p', 'X₁' e 'H_{ij}' representam os espectros de Fourier para cada uma das 'm' frequências amostradas na análise.

$$p(w_q) = h_1(w_1)\ddot{x}_1(w_1) + h_2(w_1)\ddot{x}_2(w_1) \quad (2.12)$$

O sistema linear descrito na Equação (2.12) pode ser expresso de forma mais concisa em sua forma matricial, como demonstrado na Equação (2.13):

$$[P(w)]_m = [X(w)]_{mn}[H(w)]_{nm} \quad (2.13)$$

Portanto, a metodologia da Análise Operacional dos Caminhos de Transferência pode ser resumida da seguinte forma:

1 - Durante condições normais de operação, são coletadas 'm' medições de resposta nos caminhos de transferência (entradas) e 'n' medições de resposta no ponto receptor (saídas) em 'n' intervalos de tempo.

2 - São obtidas as Funções de Resposta em Frequência de cada caminho analisado por meio do método de mínimos quadrados (pseudo inversa).

3 - É determinada a contribuição individual de cada caminho de transferência.

4 - A resposta no receptor é então reescrita como a soma das contribuições individuais de cada caminho.

A matriz de funções de transferência é calculada através da inversão da matriz de entrada $[X(w)]_{mn}$, que contém as respostas medidas nos caminhos analisados. Esse cálculo envolve a multiplicação dessa matriz pela matriz de saída $P(w)_m$, como ilustrado na Equação (2.14).

$$[H(w)]_{nm} = [X(w)]_{mn}^{-1}[P(w)]_m \quad (2.14)$$

Para realizar a inversão da matriz $[X(w)]_{mn}$ usando métodos convencionais de inversão matricial, a matriz deve ser quadrada, o que significa que o número de medições realizadas deve ser igual ao número de caminhos analisados. No entanto, em muitos casos, isso não ocorre. Na técnica OTPA, frequentemente temos uma matriz de entrada que não pode ser invertida pelos métodos tradicionais, pois ela contém mais equações do que incógnitas, tornando o sistema superdeterminado. Isso ocorre porque é necessário coletar um número maior de medições de resposta do que o número de fontes (caminhos) analisadas, ou seja, $m > n$.

Quando lidamos com um sistema linear superdeterminado, os métodos de mínimos quadrados são utilizados para calcular uma aproximação da pseudo-inversa da matriz de entrada. Isso resulta em uma solução aproximada para $[H(w)]_{nm}$, que pode ser expressa da seguinte forma:

$$[H(w)]_{nm} = [X(w)]_{mn}^+[P(w)]_m \quad (2.15)$$

A pseudo-inversa da matriz $[X(w)]_{mn}$, denotada como $[X(w)]_{+mn}$, é calculada utilizando a Equação (2.16) da seguinte forma:

$$X^+ = X^T(XX^T)^{-1} \quad (2.16)$$

Para garantir a eficácia da técnica de Análise Operacional dos Caminhos de Transferência (OTPA), é crucial representar todas as condições normais de operação durante as medições, mesmo quando as condições de funcionamento estão sujeitas a variações. Por exemplo, ao analisar um veículo, as variações nas condições de operação podem incluir mudanças no torque do motor e na velocidade de rotação do motor e do sistema de transmissão, bem como das rodas (KLERK; OSSIPOV, 2010).

Essa análise possibilita estimar como o ruído se propaga através de componentes da estrutura, sejam eles passivos ou ativos. Para isso, sensores são posicionados em diferentes pontos ao longo do caminho por onde o ruído ou a vibração se propagam. Esses resultados nos permitem compreender como o ruído se move pelo sistema (MELO, 2013).

A interpretação dos resultados da análise operacional dos caminhos de transferência exige um conhecimento básico da propagação do som no sistema em análise. Além disso, o posicionamento preciso dos sensores é fundamental para garantir a confiabilidade dessa abordagem (KLERK; OSSIPOV, 2010).

A validação dos resultados obtidos por meio dessa metodologia ocorre ao comparar a soma das contribuições individuais, calculadas pela técnica, com as respostas medidas diretamente no receptor (KLERK; OSSIPOV, 2010). Outra vantagem da utilização da OTPA é a capacidade de avaliar coeficientes de transferência em caminhos estruturais e aéreos em uma única configuração. Isso é feito por meio da medição sincronizada dos parâmetros de resposta em ambos os caminhos: acelerações M/s² nos caminhos estruturais e pressão sonora N/m² nos caminhos aéreos (NOUMURA; YOSHIDA, 2006).

Para realizar medições de duas grandezas físicas diferentes, como nesse tipo de configuração que envolve respostas de grandezas físicas distintas (vibração e ruído), é necessário o uso de sensores diferentes, como acelerômetros para medir vibração transmitida pela estrutura e microfones para medir o ruído aéreo. No entanto, para garantir que os coeficientes de transferência sejam corretamente estimados, os sinais de resposta precisam ser normalizados antes da aplicação do método de mínimos quadrados. Isso se deve ao fato de que os sinais de resposta de grandezas físicas diferentes geralmente têm faixas numéricas distintas. Quando o método de mínimos quadrados é aplicado a uma matriz de sinais de entrada sem normalização, os coeficientes de transferência determinados podem negligenciar total ou parcialmente os caminhos de menor contribuição (NOUMURA; YOSHIDA, 2006).

De acordo com (TCHERNIAK; SCHUHMACHER, 2009), o uso do método de

mínimos quadrados com a matriz pseudo-inversa para estimar soluções em sistemas superdeterminados pode levar a erros na estimativa dos coeficientes de transferência. A diferença de amplitude entre os sinais medidos e calculados pode ser atribuída a fatores como:

- Ruído adicional nos sinais de entrada ou saída que não é filtrado pelo algoritmo da Análise Operacional dos Caminhos de Transferência;
- Correlação entre as fontes analisadas;
- Comportamento não linear do sistema.

(JANSSENS, 2008) observam que a OTPA apresenta desvantagens em comparação com a análise clássica, principalmente devido a problemas de precisão na estimativa de transmissibilidade e à falta de confiabilidade dos resultados quando se tratam de fontes correlacionadas que compartilham caminhos de entrada.

2.3 Regulamentos nacionais para controle do ruído emitido por veículos automotores

Neste capítulo, serão abordados as regulamentações brasileiras relacionadas ao teste de medição de ruído produzido por veículos automotores durante a aceleração, bem como aquelas que definem os limites máximos permitidos para esse ruído.

2.3.1 Decretos para regulamentação do ruído sonoro emitido por veículos automotores

Com o objetivo de mitigar a poluição sonora proveniente dos veículos automotores, o Conselho Nacional de Trânsito (CONTRAN) instituiu, por meio da Resolução No 448, que foi publicada em outubro de 1971, os limites máximos de ruído permitidos para veículos automotores em todo o território nacional:

- Veículos de transporte de passageiros e uso misto (exceto ônibus), motonetas, motocicletas, bicicletas com motor auxiliar: 84 dB(A)

Em 1998, esta resolução foi revogada e substituída pelo Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores (PROCONVE), desenvolvido pelo Instituto Brasileiro do Meio Ambiente (IBAMA). O objetivo do PROCONVE é estabelecer um padrão unificado para as medidas de controle adotadas por estados e municípios (IBAMA, 1998).

No ano de 1993, o Conselho Nacional do Meio Ambiente emitiu a Resolução No 272, a qual fixou novos limites máximos para a emissão de ruído e poluentes por veículos automotores, categorizando-os de acordo com seus tipos. É importante mencionar que essa

resolução não se aplica a motonetas, motocicletas, bicicletas com motor auxiliar e veículos similares. A Resolução No 272 passou por revisões em 1995 e 1999 antes de alcançar sua versão mais recente. Publicada em 2000, essa resolução determinou que a partir de 2006, todos os novos veículos comercializados no Brasil deveriam estar em conformidade com os níveis máximos de ruído estabelecidos na resolução.

A Resolução CONAMA (Conselho Nacional do Meio Ambiente) No 272/00 estipula que os ensaios para medir o nível de ruído emitido pelos veículos devem ser conduzidos conforme as diretrizes estabelecidas na NBR ISO 362:1994 - "Veículos rodoviários automotores em aceleração - Determinação do nível de ruído". Esta norma foi substituída pela NBR ISO 362, publicada em 2002, que posteriormente foi substituída pela NBR 15145 - "Medição do ruído externo emitido por veículos automotores em aceleração", publicada em 2004. A última norma descreve o procedimento de medição de ruído atualmente em vigor, e a metodologia detalhada nela é apresentada a seguir:

- Veículos de transporte de passageiros e uso misto (exceto ônibus), motonetas, motocicletas, bicicletas com motor auxiliar: 71 dB(A), para a resolução No 272 de 1993 e 74 dB(A) para a resolução No 272 de 2000.

2.3.2 Avaliação do ruído proveniente de veículos automotores em movimento acelerado - procedimento de engenharia

A primeira norma a estabelecer um procedimento para medir o ruído emitido por veículos foi a NBR 8437 - "Veículos rodoviários automotores em aceleração - Determinação do nível de ruído", publicada em 1995 pela Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT). No entanto, essa norma foi cancelada em 1994 e substituída pela NBR ISO 362. A NBR ISO 362 foi revisada em 2002 e, em seguida, substituída pela NBR 15145 em 2004.

Os procedimentos descritos na NBR 15145:2004 são baseados na norma internacional ISO R362 e têm como objetivo reproduzir o ruído, ou Nível de Pressão Sonora (NPS), também conhecido pela sigla em inglês SPL (Sound Pressure Level), emitido pelo veículo quando ele está utilizando toda a potência disponível do motor, simulando assim uma situação típica de tráfego urbano.

Devido às dificuldades enfrentadas pelas montadoras de veículos para realizar ensaios de medição de ruído com o veículo em aceleração, seguindo os procedimentos da NBR ISO 362:2002, a NBR 15145:2004 passou por modificações com o objetivo de:

- Eliminar a exigência quanto ao tipo de pavimento utilizado.
- Melhorar a repetibilidade e reprodutibilidade das medições.

Os procedimentos de teste variam de acordo com a classificação do veículo em

teste. As categorias incluem "L" para veículos motorizados com menos de quatro rodas, "M" para veículos motorizados com pelo menos quatro rodas e usados para transporte de passageiros, e "N" para veículos usados para transporte de mercadorias. Cada uma dessas categorias é subdividida em até cinco grupos.

Neste trabalho de pesquisa, o procedimento de teste é aplicado a um veículo classificado como "M1", que são veículos usados para transporte de passageiros com menos de oito lugares, além do motorista. O procedimento de teste um veículo da categoria M1, ele deve se aproximar em velocidade constante de 50 km/h da linha AA. Em seguida, com velocidade constante, o veículo deve se deslocar por 20 metros sob uma linha central, entre dois microfones localizados a 7,5 metros à esquerda e à direita, respectivamente, e a uma altura de 1,2 metros do solo. O procedimento de teste descrito na Norma NBR 15145:2004 está representado conforme a Figura (10):

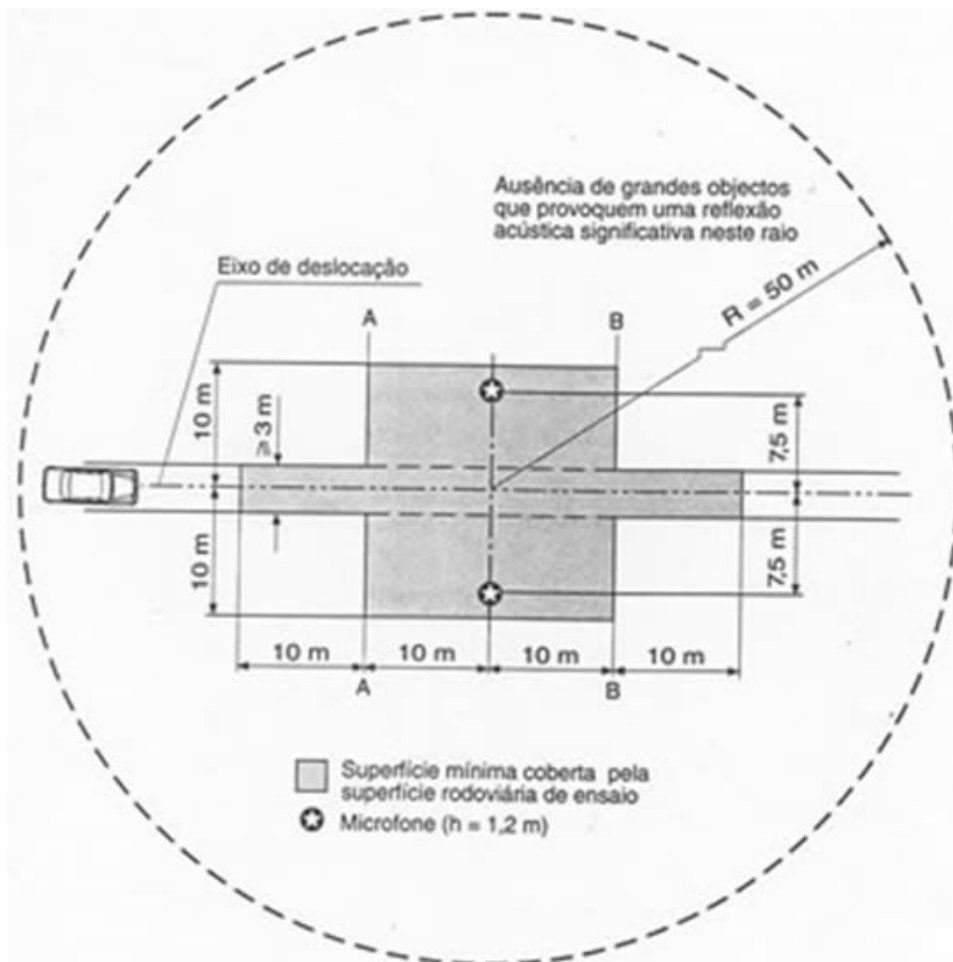


Figura 10 – Ambiente de ensaios com suas dimensões (ABNT, 2004).

A pista de teste é mantida livre de ruídos externos, isenta de objetos refletores, e as condições meteorológicas são controladas para garantir que o ruído ambiental seja pelo menos 10 dB(A) inferior ao nível máximo de pressão sonora a ser medido. Além disso, o teste deve ser realizado no mínimo quatro vezes em ambos os lados do veículo.

Para obter a declaração de conformidade com os limites estabelecidos, os representantes legais ou importadores do veículo devem solicitar essa declaração. A medição do nível de ruído externo é realizada pela Companhia Ambiental do Estado de São Paulo (CETESB), em parceria com o IBAMA, seguindo o procedimento definido pela NBR 15145:2004 (CONAMA, 2000).

2.4 Mecanismos de criação e propagação de ruído em veículos automotores

Antes de explorar as fontes de ruído e vibração em veículos, é fundamental definir claramente o que entendemos por vibração e ruído. De acordo com (HARRISON, 2004), o termo "vibração" é usado para descrever movimentos oscilatórios que podem ser percebidos pelo tato e ocorrem na faixa de frequência de 30 a 200 Hz. Por outro lado, o termo "ruído" refere-se a sons audíveis que ocorrem na faixa de frequência de 30 a 4000 Hz.

É importante notar que os veículos estão sujeitos a várias fontes de excitação que geram tanto ruído quanto vibração, que podem ser transmitidos para dentro e fora do veículo. Níveis elevados de ruído e vibração não apenas reduzem a vida útil e a confiabilidade de certos componentes, mas também prejudicam o conforto dos passageiros e dos que estão ao redor (PORTELA; ZANNIN, 2010).

O conforto vibro-acústico está relacionado com as características dos sons produzidos e com a forma como o ser humano percebe esses sons. Esses fatores, por sua vez, estão ligados ao processo de geração de ruído e à percepção auditiva do mesmo.

Estudos sobre os efeitos do ruído no ser humano indicam que níveis de ruído até 50 dB(A) podem causar estresse e desconforto, níveis de cerca de 65 dB(A) começam a ser prejudiciais à saúde, níveis de 80 dB(A) podem resultar na liberação de morfina no organismo, levando até à dependência, e níveis de ruído em torno de 100 dB(A) podem causar perda total ou parcial da audição. De maneira simplificada, a Figura (11) mostra a relação entre ruído, vibração e percepção humana (BRIZON, 2012).

De acordo com (MORELLO et al., 2011), um veículo está sujeito a vibrações e ruídos em uma ampla faixa de frequências que varia de 20 Hz a cerca de 2000 Hz. A classificação das faixas de frequência em um veículo em movimento é a seguinte:

De 0 a 5 Hz: Esta faixa engloba acelerações de baixa frequência, que resultam das manobras do veículo e das oscilações da carroceria. Geralmente, está relacionada ao conforto vibracional.

De 5 Hz a 25 Hz: Nessa faixa, encontram-se as primeiras frequências de ressonância dos principais subsistemas conectados ao chassi do veículo, como a suspensão.

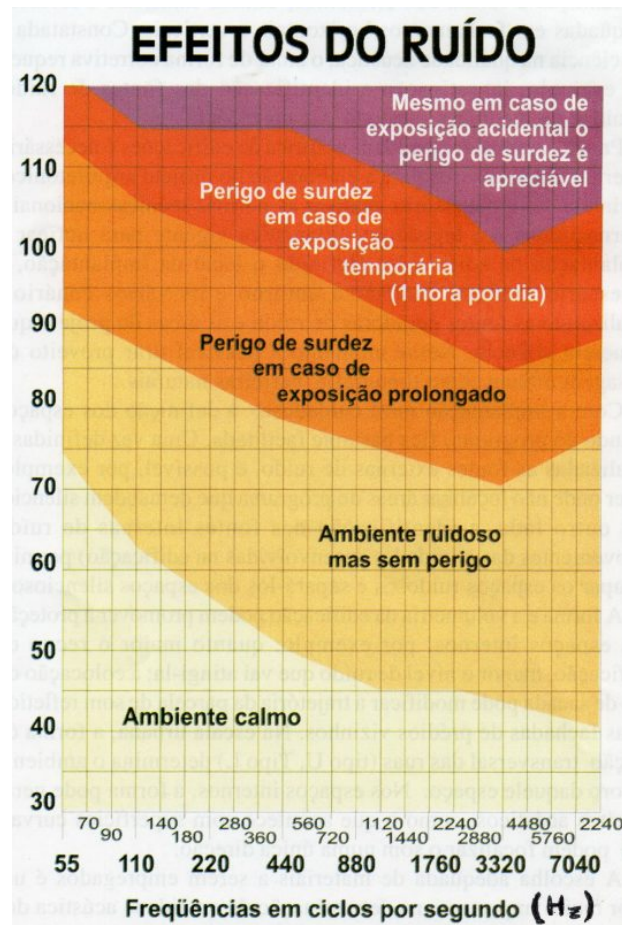


Figura 11 – Efeitos do ruído pela correlação da intensidade e frequência em que ocorre (Gráfico: MARTINS, João Alcino. Ruído Urbano – Aspecto Industrial, FAU USP/IPT, 1975).

De 25 Hz a 100 Hz: Essa faixa corresponde às frequências de ressonância da carroceria. Aqui, ocorre uma sobreposição parcial das frequências, que podem ser percebidas tanto como vibrações quanto como ruído.

Acima de 100 Hz: Nesta faixa, o ouvido humano reconhece as vibrações dos painéis e de outros subsistemas, normalmente referidas como ruído acústico.

O nível de ruído emitido por um veículo durante sua operação normal resulta da contribuição de várias fontes de ruído e/ou vibração que operam simultaneamente, transmitindo suas vibrações por meio de vias aéreas ou estruturais para toda a estrutura do veículo.

Essas fontes de ruído podem ser categorizadas de acordo com sua origem em fontes de ruído de propulsão, de rodagem, aerodinâmicas e de acessórios (GUIMARAES, 2008). As fontes de ruído de propulsão englobam o motor, câmbio, sistemas de aspiração e exaustão. O ruído gerado por essas fontes é transmitido através da estrutura do veículo.

As fontes de ruído de rodagem incluem os pneus e componentes da suspensão,

como amortecedores e molas. Nessa categoria, o ruído gerado pode ser subdividido entre contribuições transmitidas pelo ar e pela estrutura (SILVA, 2011a).

A categoria de acessórios abrange subsistemas que prestam suporte a um sistema principal, como o alternador e a ventoinha. O ruído gerado por esses acessórios é transmitido através da estrutura do veículo (MELO, 2013). Alguns autores também classificam o ruído dos acessórios como ruído oriundo do motor, já que esses acessórios geralmente estão localizados no compartimento do motor e estão de alguma forma conectados ao bloco do motor.

A seguir, serão discutidos os mecanismos de geração e transmissão de ruído provenientes das principais fontes de ruído em um veículo.

2.4.1 Sistema de admissão

O ruído gerado pelo sistema de admissão ocorre devido à interrupção periódica do fluxo de ar, o que cria pulsos de pressão transmitidos pelo filtro de ar e irradiados dentro do coletor de admissão e pelos dutos de aspiração (HAPPIAN-SMITH, 2001).

De maneira semelhante ao ruído produzido pelo sistema de exaustão, quando o motor é exigido a usar toda a sua potência disponível, ocorre um aumento médio de cerca de 15 dB devido à aspiração de ar para dentro do motor. Para minimizar esse problema, é comum utilizar isoladores (coxins) nos pontos de fixação do coletor e dos dutos de aspiração, a fim de reduzir a transmissão desse ruído para a carroceria do veículo.

Os principais componentes do sistema de admissão e de exaustão são ilustrados na Figura (12).

2.4.2 Sistema de exaustão

O ruído produzido pelo sistema de exaustão é transmitido ao receptor através de vias estruturais e aéreas. A vibração transmitida por via estrutural resulta da abertura e fechamento periódicos das válvulas durante a exaustão dos gases.

Essa vibração é transferida para a estrutura do veículo pelos pontos de fixação do sistema de exaustão. Normalmente, para reduzir a transmissão dessa vibração, são usados coxins, como ilustrado no exemplo da Figura (13).

O som transmitido através do ar é causado pelo fluxo contínuo de ar pelo escape do veículo e, em geral, é reduzido utilizando silenciadores que são incorporados ao sistema de escape do carro. A Figura (14) apresenta os principais componentes do sistema de exaustão de gases em um veículo.

Quando o motor de um veículo é exigido ao máximo, o ruído gerado pela exaustão dos gases aumenta em média 15 dB em comparação com a situação em que o motor está



Figura 12 – Sistema de admissão de um veículo (MECÂNICA APLICADA A SISTEMAS AUTOMOTIVOS, 2015).



Figura 13 – Coxim do sistema de exaustão de um veículo.

operando com a potência necessária para seu funcionamento normal.

As características desse ruído variam de acordo com o tipo de motor e sua configuração, e a frequência fundamental desse ruído está relacionada com a frequência de combustão do motor. Ela pode ser calculada para um motor de quatro tempos usando a Equação (2.17) (HAPPIAN-SMITH, 2001).

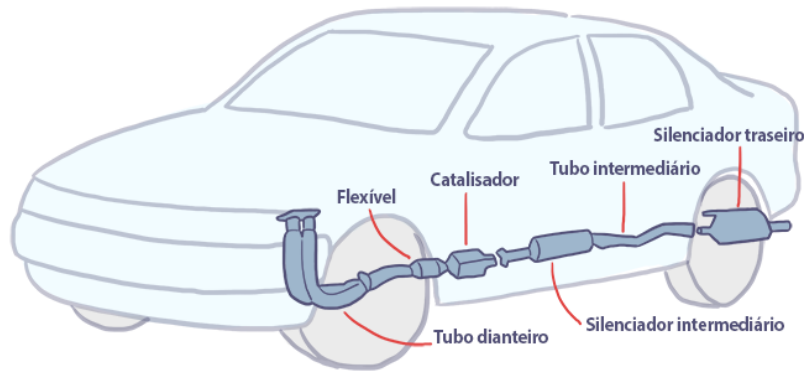


Figura 14 – Componentes do sistema de exaustão de um veículo.

$$f_{esc} = \left(\frac{v}{60}\right)\left(\frac{n}{2}\right)Hz \quad (2.17)$$

Na equação mencionada:

- "v" representa a velocidade do motor em rotações por minuto (RPM);
- "n" representa o número de cilindros do motor.

2.4.3 Circulação

O ruído estrutural gerado pela interação entre o pneu e o pavimento ocorre devido à vibração nos pneus, que é transmitida ao cubo de roda e aos outros componentes da suspensão. Isso está diretamente relacionado à textura da pista, aos impactos da banda de rodagem e às deflexões de rolagem, como mostrado na Figura (15).

Por outro lado, o ruído aéreo é principalmente gerado pelo deslocamento do ar através da banda de rodagem dos pneus, como ilustrado na Figura (16).

De acordo com (SILVA, 2011a), as contribuições do ruído estrutural são notáveis até aproximadamente 450 Hz. Acima dessa frequência, as contribuições do ruído aéreo se tornam predominantes.

O principal mecanismo de geração desse tipo de ruído é o impacto do pneu com as irregularidades do solo. Como esses impactos ocorrem em um curto espaço de tempo e as irregularidades são pequenas, a frequência resultante do ruído varia de 500 a 1000 Hz, dependendo da velocidade do veículo. Quanto maior a velocidade, maior a frequência (COSTA, 2003).

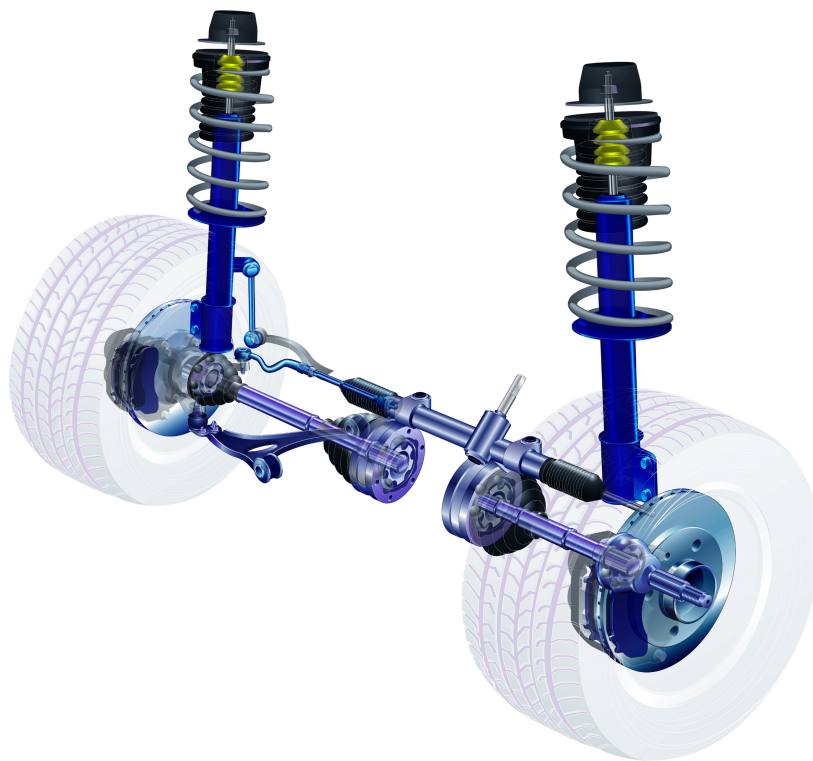


Figura 15 – Mecanismo de geração do ruído de circulação e transmissão por caminho estrutural (WebMotors, 2023).

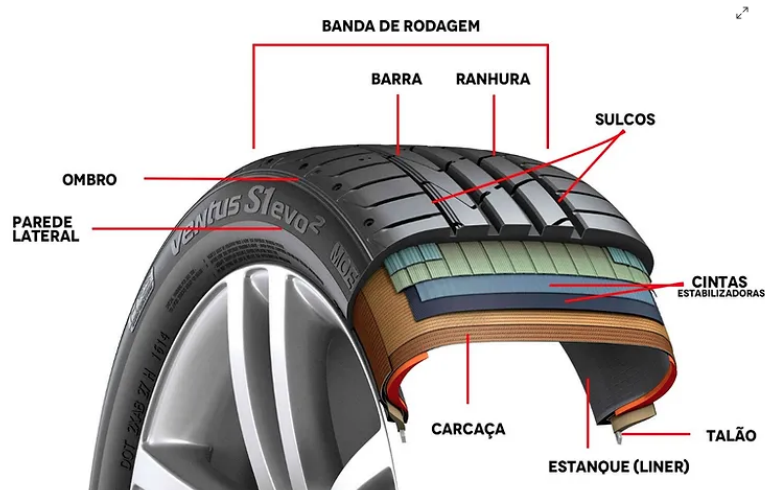


Figura 16 – Mecanismo de geração do ruído de circulação e transmissão por caminho aéreo.

2.4.4 Aerodinâmica

O ruído aerodinâmico é provocado pelo movimento do ar ao redor da estrutura externa do veículo e atenuado nos pontos como retrovisor externo, limpador de para-brisas, barra de teto e os acabamentos internos como mostra, um exemplo, a Figura (17).

Esse tipo de ruído se torna significativo quando o veículo atinge velocidades acima de 100 km/h abaixo dessa velocidade outras fontes de ruído tem maior relevância (MELO, 2013). O ruído aerodinâmico não será considerado na presente pesquisa por conta desta referência citada acima.

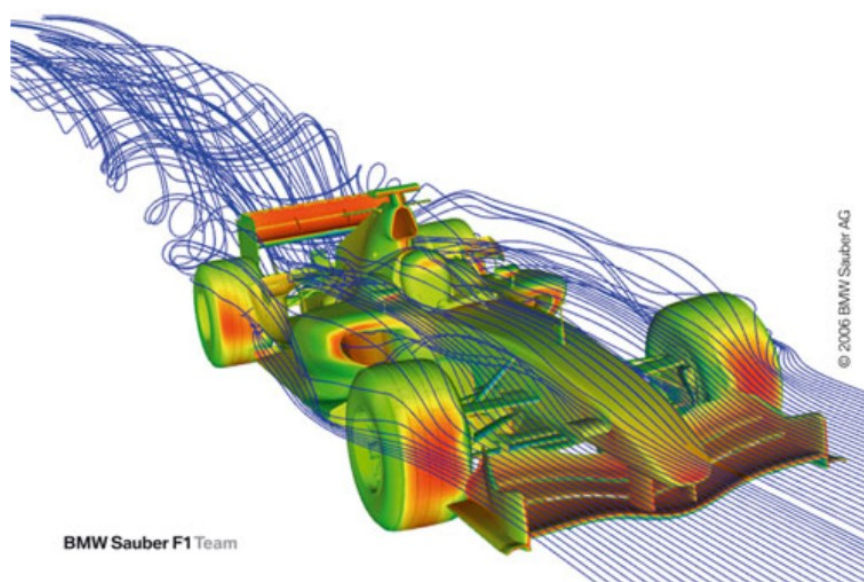


Figura 17 – Mecanismo de geração do ruído aerodinâmico (BMW Sauber, 2006).

2.4.5 Motor

O ruído originado pelo motor pode ser categorizado em duas partes: aquele decorrente da combustão e aquele gerado pelas forças mecânicas, ambos transmitidos através de vias estruturais aos ocupantes ou ao receptor.

1 - Ruído devido à combustão: Este tipo de ruído surge das flutuações cíclicas de pressão que ocorrem nos cilindros durante os ciclos de admissão, compressão, combustão e escape. A frequência dessa repetição depende do tipo de motor, sendo dois ou quatro tempos.

2 - Ruído devido às forças mecânicas: Esse ruído é produzido pelo movimento dos pistões, válvulas e componentes acessórios, como o alternador, a bomba de direção hidráulica, entre outros. Geralmente, esse tipo de ruído representa a maior parte do ruído total gerado pelo motor.

O ruído causado pelos pistões ocorre devido ao impacto destes nas paredes dos cilindros e às variações nos movimentos no ponto morto superior e inferior, o que gera uma força de reação que excita as frequências naturais do virabrequim. Já o ruído proveniente dos acessórios normalmente possui características distintas, ou seja, frequências bem definidas (FILARDI, 2003).

Esses acessórios são pequenos motores elétricos ou bombas que fornecem suporte aos sistemas principais do veículo, como o alternador (sistema de alimentação elétrica), o mecanismo de acionamento da ventoinha (sistema de arrefecimento), a bomba d'água (sistema de arrefecimento) e a bomba de direção hidráulica (sistema de direção). Alguns desses acessórios estão ilustrados na Figura (18).

Cada acessório possui seu próprio mecanismo de geração de ruído, mas, em geral, são os componentes rotativos presentes nesses acessórios que produzem forças periódicas que geram o ruído emitido pela fonte. Por exemplo, nas bombas de direção hidráulica e bombas d'água, a força periódica é gerada pelo bombeamento dos fluidos, enquanto nos alternadores, a força é produzida pela variação do fluxo magnético no rotor (WANG, 2010).

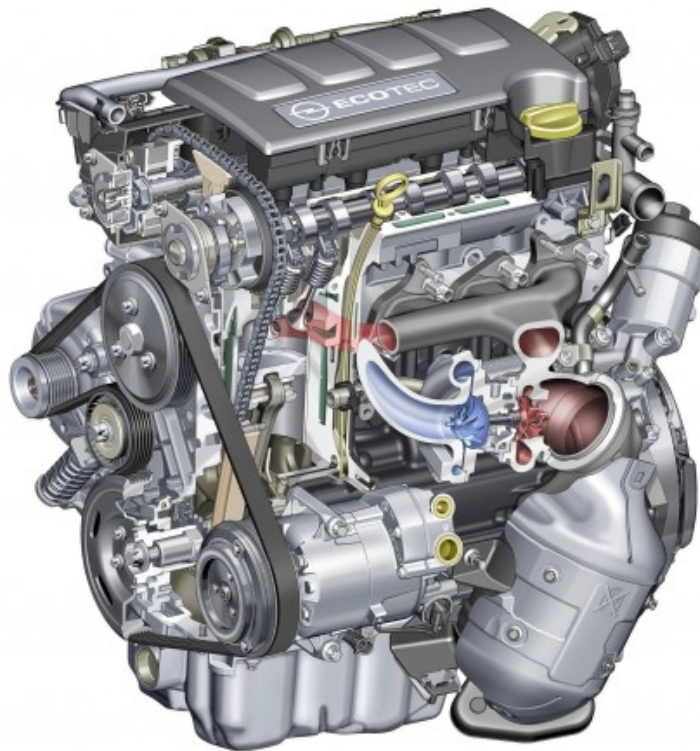


Figura 18 – Peças acopladas ao motor (Mundo Educação, 2023).

As áreas principais de onde o ruído gerado pelo motor irradia incluem o cárter e o virabrequim (HAPPIAN-SMITH, 2001). A Figura (19) apresenta um corte transversal de um motor de quatro cilindros e quatro tempos, mostrando a disposição dos componentes periféricos e dos próprios componentes do motor.

O harmônico relacionado à velocidade do motor possui N ordens, onde N é o número de cilindros no motor. Portanto, em um motor de quatro cilindros, haverá um harmônico de quatro ordens (HAPPIAN-SMITH, 2001). A primeira ordem desse harmô-

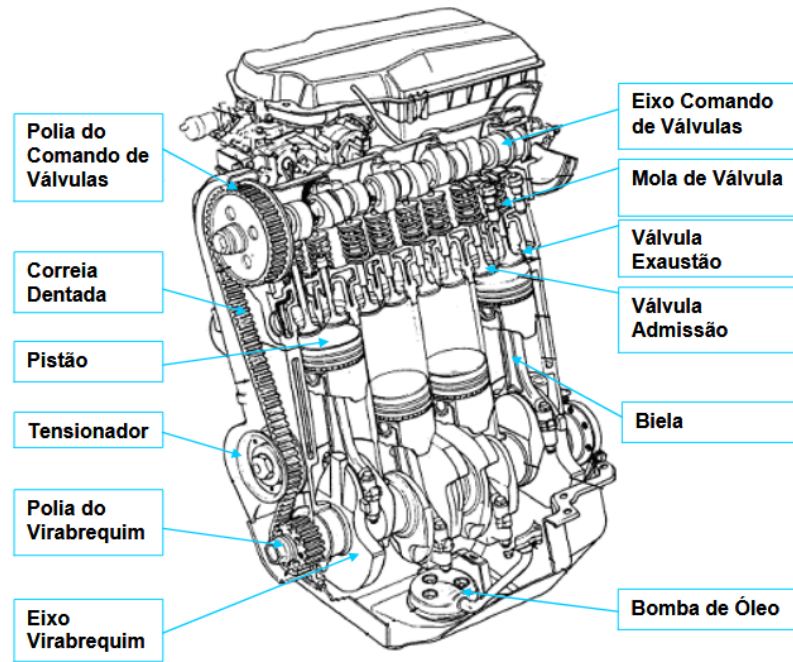


Figura 19 – Representação do interior de um motor de combustão interna (Simplo, 2021).

nico em um motor de quatro cilindros é definida pela Equação (2.18). Além disso, a segunda ordem do harmônico terá uma frequência duas vezes maior que a primeira.

$$f_{ml} = \frac{v}{60} \quad (2.18)$$

Sendo v : Velocidade de rotação do motor (RPM).

A frequência fundamental mais influente para os níveis gerais de ruído e vibração em motores de quatro cilindros é a segunda ordem, o que significa que, a cada rotação completa do eixo virabrequim, ocorrem duas explosões (COSTA, 2003).

Conforme observado por (HARRISON, 2004), o ruído emitido pelo motor contribui de forma mais significativa para o ruído total fora do veículo, especialmente em motores a diesel em comparação com motores a gasolina.

2.4.6 Transmissão

Em um sistema de transmissão ideal, a energia é transferida entre as engrenagens de forma suave, sem a produção de ruído ou vibração. No entanto, na realidade, podem ocorrer imperfeições relacionadas ao encaixe dos dentes e, em alguns casos, problemas de falta de alinhamento entre os componentes do sistema de transmissão. Esse tipo de sistema está representado na Figura (20).

Quando há um erro de encaixe entre os dentes das engrenagens, geralmente causado por danos nos dentes, uma componente de vibração é gerada na frequência da velocidade

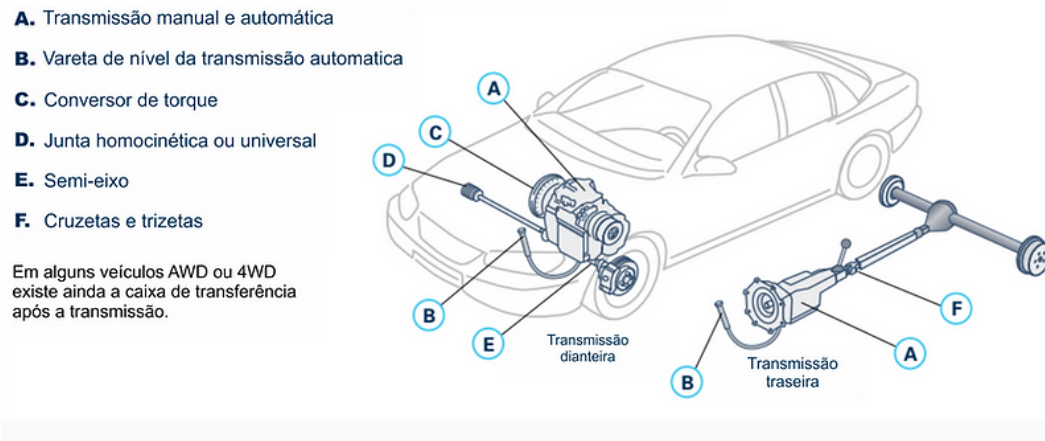


Figura 20 – Representação dos componentes do sistema de transmissão de um veículo (Sauberluft, 2023).

de rotação do eixo de transmissão, denotada como F_{ss} .

Se o erro no sistema de transmissão está relacionado à falta de concentricidade entre os elementos, uma componente de vibração é gerada na frequência de engrenagem dos dentes do volante de inércia, representada como F_{tm} . Essa frequência pode ser calculada utilizando a Equação (2.19).

$$f_{tm} = \frac{Nn}{60} \quad (2.19)$$

Considerando que:

- N representa o número de dentes do volante de inércia;
- n representa o número de revoluções por minuto.

É importante notar que o ruído gerado pelo sistema de transmissão aumenta em uma faixa de 2.5 a 4 dB quando a potência transmitida é duplicada, e esse aumento é ainda mais pronunciado, variando entre 6 e 8 dB, quando a velocidade é dobrada (HAPPIAN-SMITH, 2001).

Como resposta a essa demanda e em busca de uma posição mais competitiva no mercado consumidor, a indústria automotiva concentra seus esforços no desenvolvimento de dentes com propriedades elásticas capazes de resistir às diversas cargas às quais estão sujeitos.

3 Levantamento bibliográfico

Nesta seção, serão apresentados breves resumos de estudos anteriores que direcionaram a pesquisa no âmbito da teoria que envolve a análise dos caminhos de transferência e análise operacional dos caminhos de transferência de energia vibro-acústica. Alguns desses estudos também foram adotados como referências metodológicas.

O artigo de (MOURA; LENZI, 2009), apresenta uma formulação alternativa do método TPA aplicada ao problema de identificação de forças utilizando uma chapa de alumínio livre, excitadores eletrodinâmicos e acelerômetros (Figura (21)). Basicamente, a diferença está na obtenção das funções de transferência aéreas, essas referem-se às relações matemáticas que descrevem como o som se propaga através do ar de uma fonte para um receptor. Elas são usadas para entender como as características do som mudam à medida que ele viaja, considerando fatores como a distância, obstáculos e o ambiente acústico. O esquema convencional utiliza funções de transferência aéreas e estruturais que precisam ser previamente medidas em laboratório. Na prática, é obrigatório manter as mesmas posições relativas para os acelerômetros e microfones para que as funções de transferência possam ser utilizadas. O esquema alternativo utiliza funções de transferência estruturais medidas, no entanto, as funções de transferência aéreas são calculadas durante a operação do sistema para uma posição arbitrária do microfone, o que representa uma vantagem em termos de tempo e flexibilidade de medição.

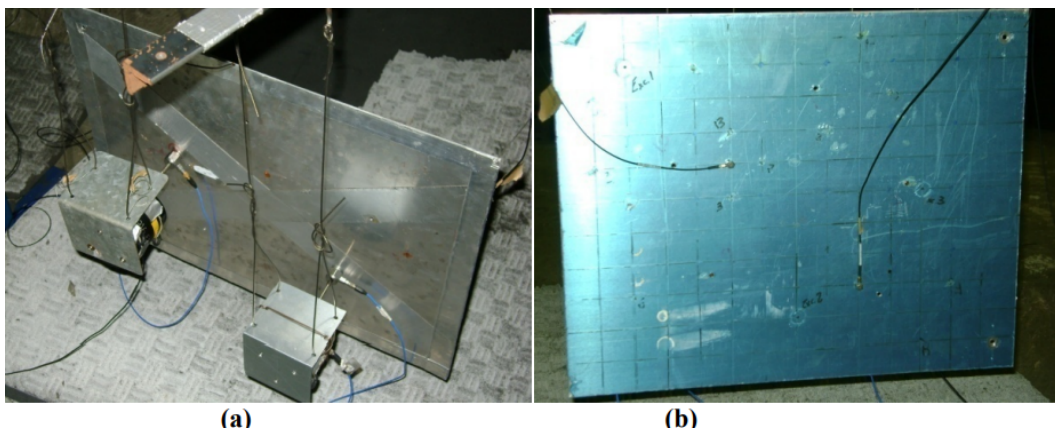


Figura 21 – Representação da chapa de alumínio livre. (a) excitadores eletrodinâmicos e (b) acelerômetros. (AN ALTERNATIVE FORMULATION OF TRANSFER PATH ANALYSIS APPLIED TO THE FORCE IDENTIFICATION PROBLEM , 2009).

A partir dos resultados, fica claro que o processo de determinação das funções em (b) não é sensível a incertezas, o que era de certa forma esperado, pois nenhum processo de matriz de inversão é necessário, mas sim um algoritmo de mínimos quadrados. Vale

ressaltar que o método de inversão de matriz para identificação de força geralmente é mal condicionado, e instabilidades numéricas podem ocorrer. Para esses casos, o uso de técnicas de regularização e/ou algoritmos de identificação mais precisos pode ser necessário.

Um segundo artigo de (CARVALHO; MOURA; LENZI, 2009), apresenta os resultados obtidos a partir de um experimento controlado em uma sala semi-anecoica que compara a TPA tradicional com uma nova metodologia para quantificação do caminho sonoro conhecida como TPA operacional (OTPA). Uma chapa de alumínio e dois excitadores eletrodinâmicos foram utilizados, representando, respectivamente, a superfície principal de radiação e a energia de vibração injetada por ambos os caminhos de transferência considerados. A TPA operacional visa uma maneira prática e robusta de encontrar a pressão acústica parcial para cada caminho. Para isso, acelerômetros foram usados para medir o sinal nos mesmos pontos de entrada das forças. Eles ocupam menos espaço e são muito mais leves do que transdutores de força e, como consequência, podem ser colocados com mais facilidade no ponto de entrada de um caminho sonoro. No entanto, para utilizar os dados de aceleração, é necessário aplicar a análise de componentes principais para calcular uma matriz de coeficientes de transferência. Este experimento também mediu o resultado quando cada configuração de excitador/chapa funcionou independentemente para obter uma curva de nível de pressão sonora que foi usada como referência para ambas as metodologias (tradicional e operacional) e para confirmar sua precisão. Os resultados ilustraram com sucesso a abordagem proposta para avaliar a contribuição de cada caminho sonoro de uma chapa de alumínio usando a formulação alternativa de TPA. A Figura (22) e Figura (23) demonstra como foi realizado o estudo:

Pode-se concluir a partir deste trabalho que existem algumas vantagens ao comparar o OTPA com o TPA tradicional:

- Torna-se mais fácil colocar os transdutores nos pontos de excitação;
- Diminui o número de funções de transferência (coeficientes) a serem medidas;
- Há uma mudança mínima na impedância do sistema ao usar acelerômetros;
- A configuração experimental e operacional pode ser a mesma.

No estudo do TPA aplicado ao PassBy Noise, (SILVA, 2011b) aborda as fontes de ruído veicular originadas entre 20 Hz e 1000 Hz, provenientes das vibrações e propagações acústicas dos pneus ao interagir com as superfícies. Ambas as contribuições estruturais e aéreas são relevantes para o refinamento veicular nesses casos. A pesquisa se baseia na teoria de Análise dos Caminhos de Transferência de Energia (TPA) para investigar o ruído de rodagem em torno de 180 Hz, semelhante ao efeito de ronco, em um veículo protótipo. O estudo identifica que esse ruído persiste em diversas condições, mas apenas com um

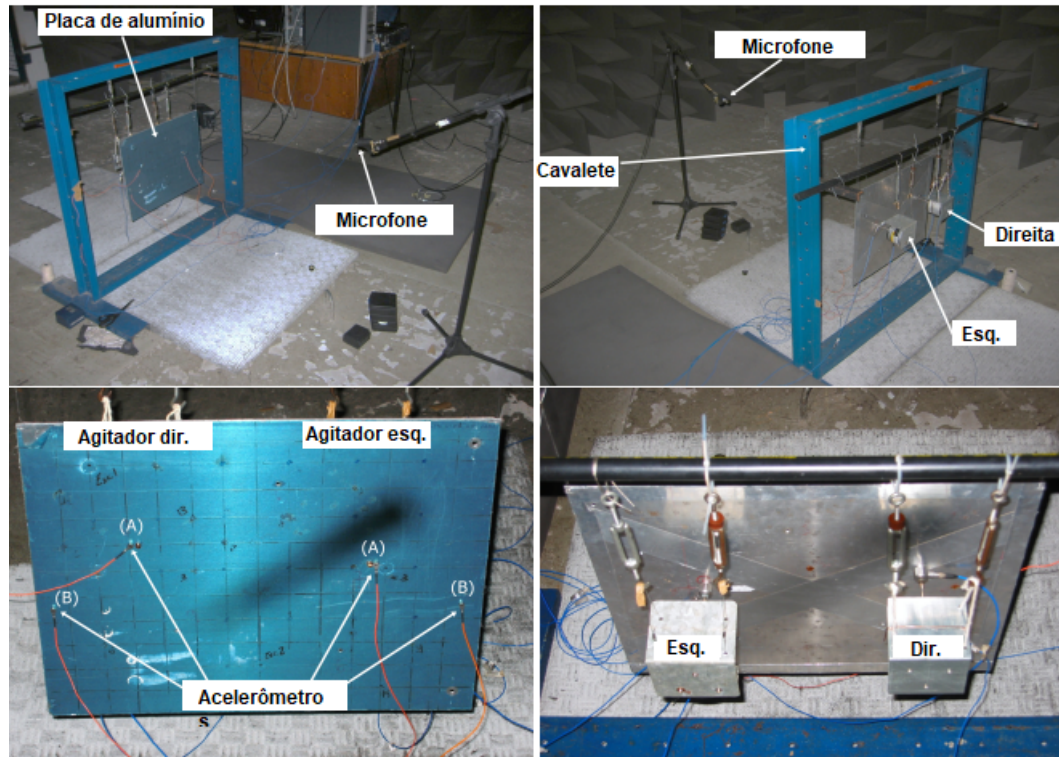


Figura 22 – Representação da Configuração (A) e (B) para a validação da TPA usando uma câmara semi-anecoica. (EXPERIMENTAL RESULTS FOR SOUND PATH CONTRIBUTION USING AN ALTERNATIVE TPA APPROACH, 2009).

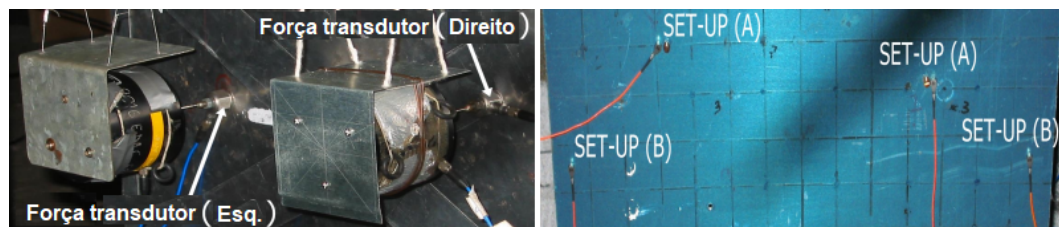


Figura 23 – Posicionamento detalhado do transdutor de força e do acelerômetro para as configurações (A) e (B). (EXPERIMENTAL RESULTS FOR SOUND PATH CONTRIBUTION USING AN ALTERNATIVE TPA APPROACH, 2009).

modelo específico de pneu (modelo "A"). As avaliações subjetivas prévias destacam as contribuições estruturais da suspensão dianteira como foco de investigação. Utilizando o TPA para destacar os caminhos críticos na formação do ruído, o método da matriz inversa é aplicado para calcular as forças nas buchas do braço de controle do A-Arm e na ligação da carroceria com a parte superior da suspensão dianteira (Figura (24)). Vibrações são experimentalmente obtidas nos pontos ativos e passivos, considerando as condições de rolagem, juntamente com as funções de resposta vibracional e acústica em laboratório. Após correlacionar o ruído interno calculado com o medido, conclui-se que o ruído foi gerado pela baixa eficiência de isolamento das vibrações radiais nas buchas anteriores e pela

força lateral do pneu "A". Propostas de buchas e pneus são apresentadas para minimizar o ruído, considerando as novas forças e respostas acústicas transmitidas.



Figura 24 – Medições que antecedem as medições de FRFs em um veículo (Estudo do ruído de rolagem estrutural através da análise dos caminhos de transferência de energia - TPA, 2011).

No estudo de caso em questão, a somadas energias foi suficiente para demonstração da causa do problema e as suas possíveis soluções, entretanto recomenda-se o uso das fases para refino da quantificação destas contribuições. Portanto, esta análise otimizada e reduzida do TPA pode ser considerada como uma abordagem razoável para apontar caminhos críticos, bem como uma metodologia confiável para as visualizações das contribuições de ruído de cada componente da suspensão, no caso ruído via estrutural.

No estudo do OTPA aplicado ao PassBy Noite, (COSTA, 2015) analisou operacionalmente a contribuição dos caminhos de transferência de energia vibroacústica associados às fontes de vibração em um veículo durante um ensaio de medição estacionária do nível de ruído emitido durante a aceleração constante (Figura (25)).

A pesquisa demonstrou que a Análise Operacional dos Caminhos de Transferência (OTPA) é eficaz em quantificar a contribuição individual das fontes de ruído em veículos durante ensaios de medição. A técnica permite determinar coeficientes de transferência de forma precisa, economizando tempo e recursos em comparação com a Análise Clássica dos Caminhos de Transferência.

Além disso, os resultados mostraram que o veículo analisado atende aos limites de ruído estabelecidos pela Resolução CONAMA No 272, com um Nível de Pressão Sonora (NPS) máximo de 71 dB(A), abaixo do limite de 74 dB(A). A pesquisa também contribuiu para a literatura ao identificar assinaturas de vibração das principais fontes de excitação do veículo, que podem servir como referência em estudos futuros.



Figura 25 – Posição do microfone externo ao veículo para as medições realizadas na pesquisa (ANÁLISE OPERACIONAL DOS CAMINHOS DE TRANSFERÊNCIA APLICADA NA MEDIÇÃO DO NÍVEL DE RUÍDO EMITIDO POR VEÍCULOS AUTOMOTORES, 2015).

Embora a OTPA seja útil para a indústria automotiva na caracterização de fontes de ruído, medidas adicionais podem ser necessárias para controlar o ruído em situações específicas, exigindo conhecimento em técnicas de controle de ruído, amortecimento e isolamento.

Parte III

METODOLOGIA

4 Formulação do estudo

Este trabalho se destina a realizar uma investigação aprofundada e comparativa dos métodos Operational Transfer Path Analysis (OTPA) e Transfer Path Analysis (TPA) na medição dos níveis de ruído gerados por veículos automotores (PassBy Noise) tendo como enfoque os padrões estabelecidos pela Resolução 272/00 do CONAMA e pela Norma Brasileira NBR 15145:2004.

A análise será conduzida utilizando o software Ansys, através de uma estruturação veicular previamente feita em CAD, alocando as fontes sonoras (forças) e acelerômetros para o levantamento do TPA e OTPA. Fontes estas sendo representadas através da Figura (26) abaixo:

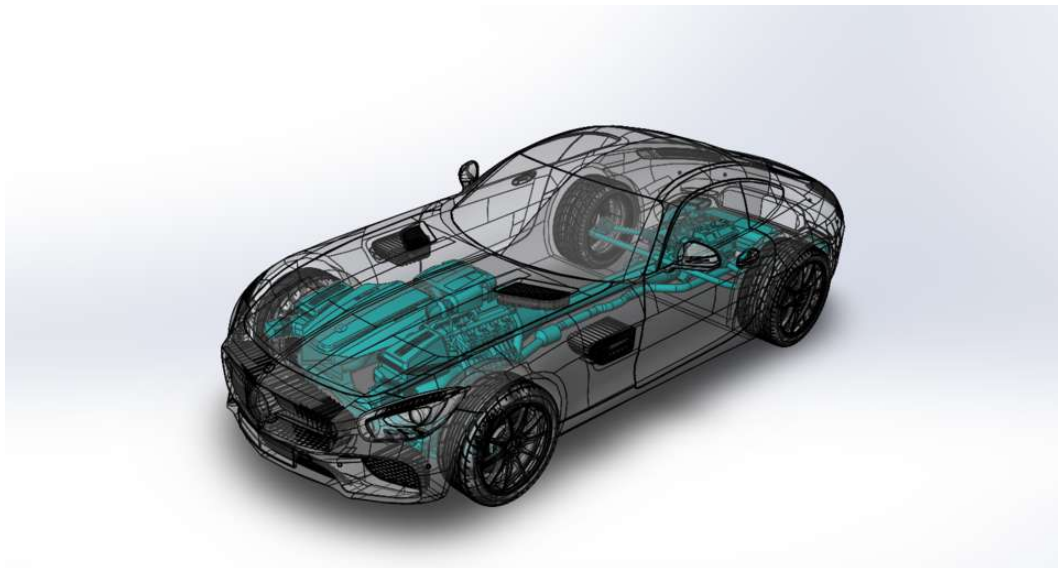


Figura 26 – Representação da estruturação veicular previamente feita em CAD (Yusuf's, 2018).

As fontes sonoras e acelerômetros serão alocados nas seguintes posições:

- 1. PowerTrain
- 2. Carroceria

Por fim, a abordagem qualitativa, tendo como enfoque os padrões estabelecidos pela Resolução 272/00 do CONAMA e pela Norma Brasileira NBR 15145:2004, será utilizada para fornecer insights sobre as vantagens e limitações de cada método, bem como a comparação dos mesmos, de modo a ver até que ponto eles podem ou não coincidir os resultados e o porquê.

4.1 Fundamentação experimental

As simulações oferecem uma variedade de ferramentas e aplicações, sendo possível realizar cálculos de forma manual. No entanto, esse método envolve calcular cada parâmetro individualmente, o que aumenta o risco de erros e consome bastante tempo, especialmente em situações complexas ou para pessoas menos familiarizadas com o processo.

Uma alternativa para a realização das simulações é o uso de software, que oferece maior confiabilidade e requer menos tempo, embora possa envolver custos adicionais. Atualmente, existem diversas opções de software disponíveis, como AutoCAD, SolidWorks, Ansys, entre outros. A escolha entre eles depende das necessidades específicas, e, principalmente, do orçamento disponível.

4.1.1 Ansys

A utilização do software Ansys envolve uma série de etapas iniciais, como a definição das propriedades do material utilizado (por exemplo, o módulo de elasticidade), dimensionamento, identificação das forças envolvidas e determinação dos apoios necessários.

É recomendado que a simulação comece pela criação de uma malha, substituindo assim uma região contínua por elementos discretos, como triângulos, quadrados, tetraedros, entre outros. É crucial realizar essa etapa com precisão, pois uma malha mal definida pode resultar em simulações com resultados inconsistentes.

O software Ansys oferece uma variedade de tipos de simulações e, com o auxílio de ferramentas operacionais, é possível criar as condições desejadas, coletar dados e analisar os resultados. No entanto, como o software requer conhecimento sobre o Método dos Elementos Finitos (MEF), o próximo passo consistirá em revisar esse tópico.

4.1.2 Método dos Elementos Finitos

O Método dos Elementos Finitos (MEF) é uma técnica amplamente utilizada na engenharia e na análise de estruturas para resolver problemas de análise de tensões, deformações e comportamento estrutural. Ele se baseia na subdivisão de um sistema complexo em elementos finitos menores, onde equações matemáticas são aplicadas para modelar o comportamento de cada elemento. Essas equações são resolvidas numericamente para obter soluções aproximadas do sistema global. O MEF leva em consideração a continuidade física do sistema e utiliza funções de interpolação para representar as variações das grandezas de interesse (como tensões e deslocamentos) ao longo dos elementos. Quanto mais elementos são usados na análise, maior é a precisão da solução, aproximando-a do

comportamento real da estrutura (BARROS, 2002).

A qualidade da malha gerada, ou seja, a forma como os elementos são dispostos na estrutura, desempenha um papel crucial na precisão dos resultados do MEF (COSTA, 2003). Os "nós", que são pontos centrais dos elementos, desempenham um papel fundamental na determinação das propriedades locais e globais da estrutura. Em resumo, o MEF é uma técnica poderosa para a análise de estruturas complexas, dividindo-as em elementos finitos, aplicando equações matemáticas e obtendo soluções aproximadas. Sua precisão depende da qualidade da malha gerada e do número de elementos considerados na análise (TAVARES; PADILHA, 1998).

4.2 Procedimentos experimentais

4.2.1 Desenvolvimento do CAD-Veículo

O desenvolvimento de veículos modernos exige uma compreensão profunda do comportamento dinâmico e acústico das diferentes partes que compõem o automóvel. Cada componente, desde o chassi até o sistema de exaustão, influencia diretamente a performance, segurança e conforto do veículo. Para atender às rigorosas demandas do mercado automotivo, engenheiros utilizam ferramentas avançadas de software para modelar, simular e otimizar cada aspecto do design automotivo.

O SOLIDWORKS é uma ferramenta poderosa para a criação de modelos CAD (Desenho Assistido por Computador) detalhados. Ele permite que os engenheiros projetem e visualizem cada peça do veículo em três dimensões, garantindo que todos os componentes se encaixem perfeitamente e funcionem de forma integrada. A precisão dos modelos CAD criados no SOLIDWORKS é fundamental para assegurar que as simulações subsequentes sejam representativas do comportamento real do veículo.

A criação de um modelo CAD (Desenho Assistido por Computador) de um automóvel em tamanho real no SOLIDWORKS envolve várias etapas que garantem a precisão e a funcionalidade do design. O processo começa com a criação de esboços 2D, que são desenhos planos que definem o perfil básico das peças do automóvel. Usam-se ferramentas como linha, arco, círculo e spline para desenhar o contorno das peças.

Em seguida, esses esboços 2D são transformados em modelos 3D usando recursos como extrusão (para estender um perfil ao longo de uma linha reta), revolução (para girar um perfil ao redor de um eixo), varredura (para mover um perfil ao longo de um caminho) e loft (para criar formas complexas conectando vários perfis). Durante essa etapa, ajustam-se propriedades como espessura, material e acabamento das peças.

O modelo de automóvel escolhido para este estudo foi desenvolvido meticulosamente para capturar todos os detalhes essenciais necessários para uma análise abrangente.

A criação do CAD seguiu um processo estruturado, dividido em várias etapas, garantindo que cada componente fosse modelado com precisão antes de ser montado para a análise final no ANSYS.

Inicialmente, a elaboração do CAD focou na carroceria, pneus e rodas. Este passo inicial é crucial, pois a carroceria define a forma e o design aerodinâmico do veículo, enquanto pneus e rodas são componentes essenciais que influenciam o comportamento dinâmico do automóvel. As figuras (27, 28, 29, 30, 31 e 32) ilustram estas partes em detalhe, mostrando a complexidade do design e a atenção aos detalhes durante a modelagem.



Figura 27 – Vista isométrica da carroceria com as rodas.



Figura 28 – Vista dianteira da carroceria com as rodas.

Posteriormente, o foco passou para o powertrain e o sistema de escapamento. O powertrain, que inclui o motor, transmissão e outros componentes de tração, é o coração do veículo e influencia diretamente sua performance e eficiência. O sistema de escapamento, por sua vez, é vital para a gestão de emissões e acústica do veículo. As figuras (33,



Figura 29 – Vista lateral da carroceria com as rodas.

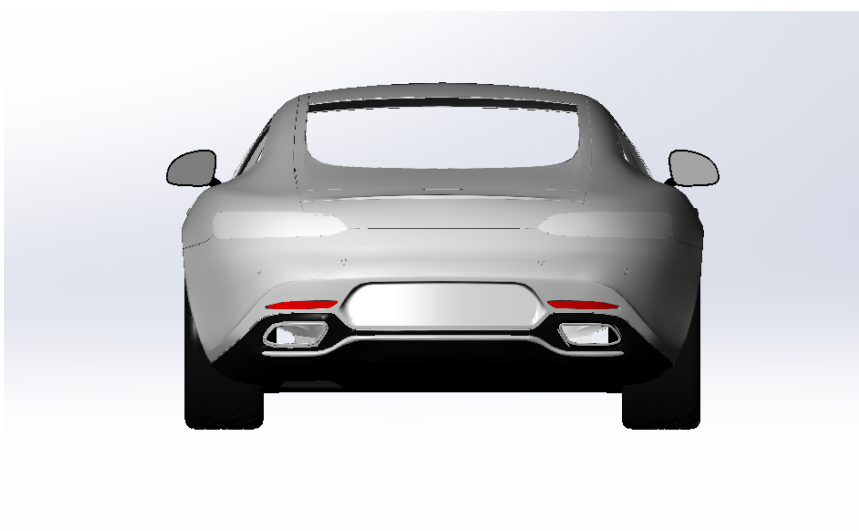


Figura 30 – Vista traseira da carroceria com as rodas.

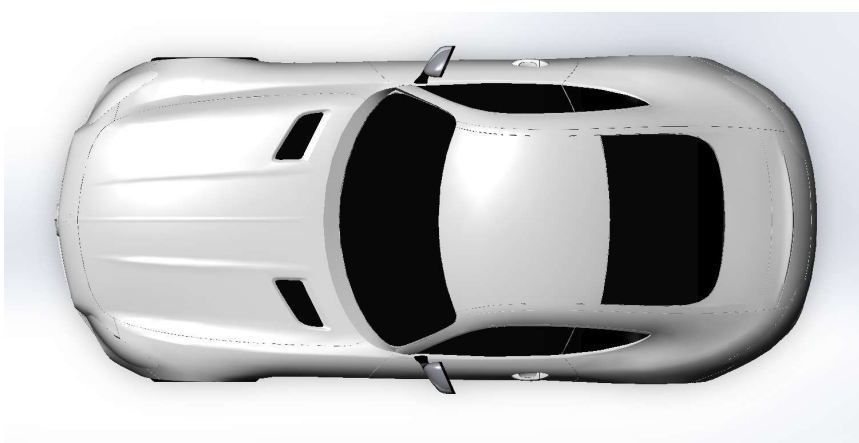


Figura 31 – Vista superior da carroceria com as rodas.

34, 35, 36, 37 e 38) apresentam o powertrain e o escapamento, destacando como estes componentes foram cuidadosamente modelados para garantir precisão e funcionalidade.

Após a modelagem individual dos componentes principais, os dois conjuntos - car-

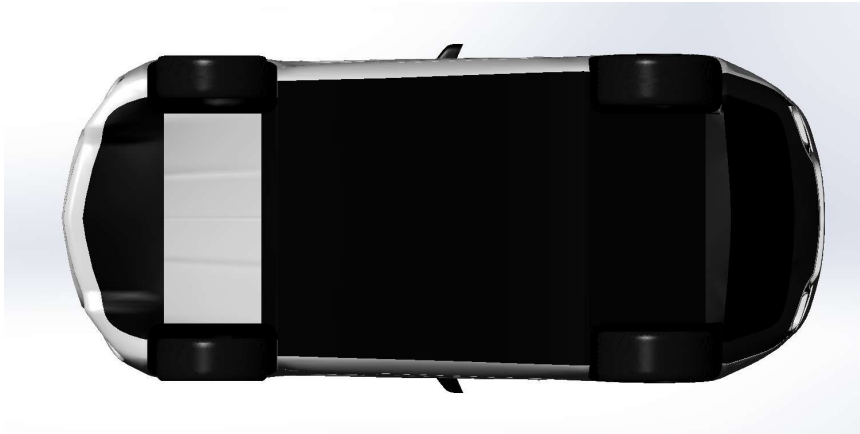


Figura 32 – Vista inferior da carroceria com as rodas.

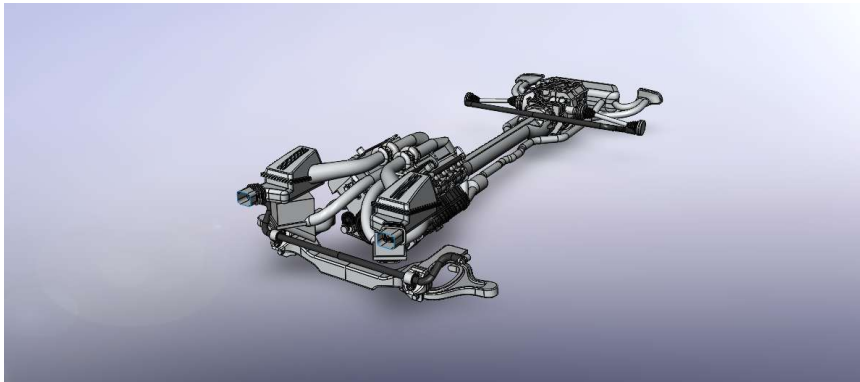


Figura 33 – Vista isométrica do Powertrain com o escapamento.

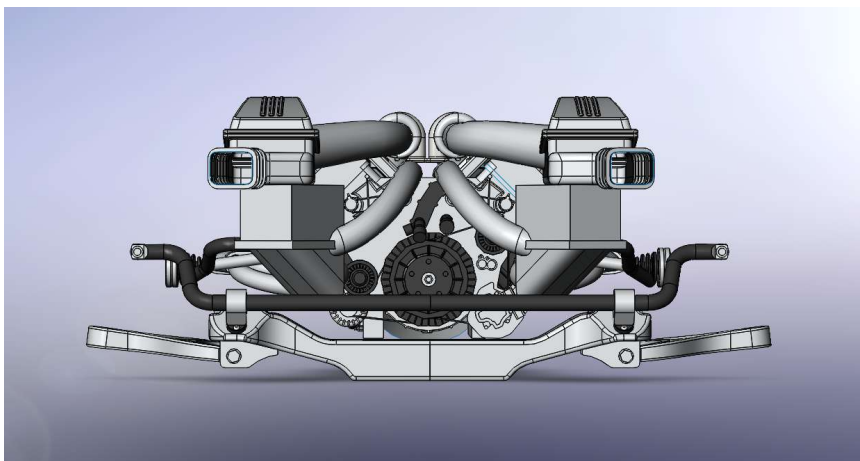


Figura 34 – Vista dianteira do Powertrain com o escapamento.

roceria com pneus e rodas, e powertrain com escapamento - foram integrados no ambiente de assembly do SOLIDWORKS. Esta fase de integração é fundamental para assegurar que todas as peças se encaixem corretamente e funcionem de forma conjunta sem interferências. As figuras (39, 40, 41, 42, 43 e 44) mostram o modelo completo montado, pronto para ser importado e analisado no ANSYS.

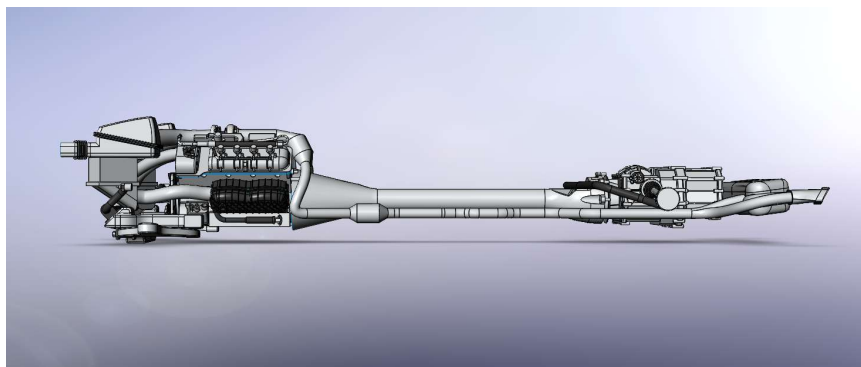


Figura 35 – Vista lateral do Powertrain com o escapamento.

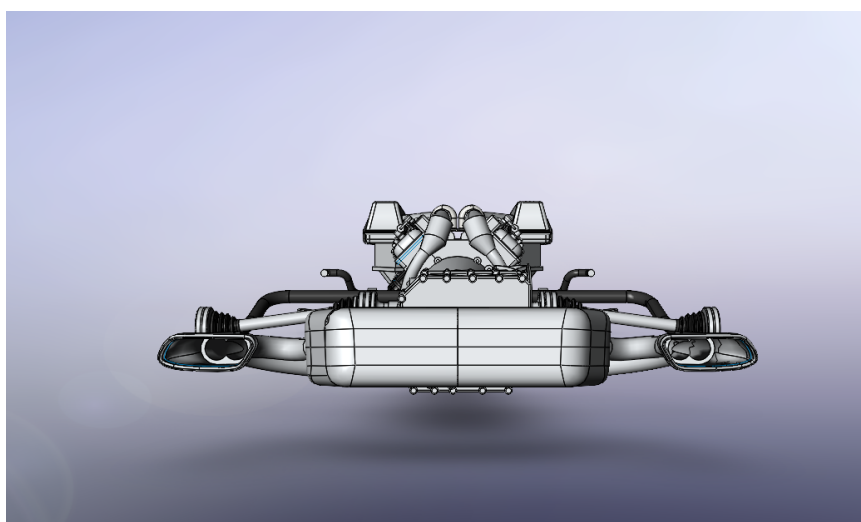


Figura 36 – Vista lateral do Powertrain com o escapamento.

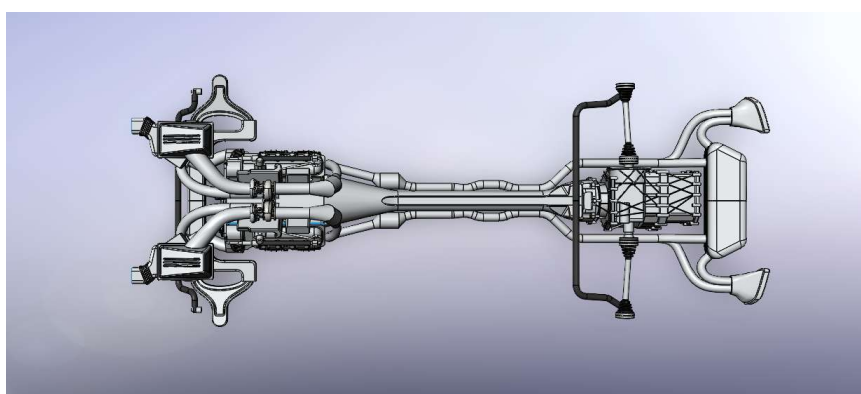


Figura 37 – Vista superior do Powertrain com o escapamento.

Por fim, as dimensões do modelo CAD final foram gerados para documentar o design detalhado. As figuras (45 e 46) apresentam as dimensões, oferecendo uma visão detalhada de cada aspecto do design finalizado.

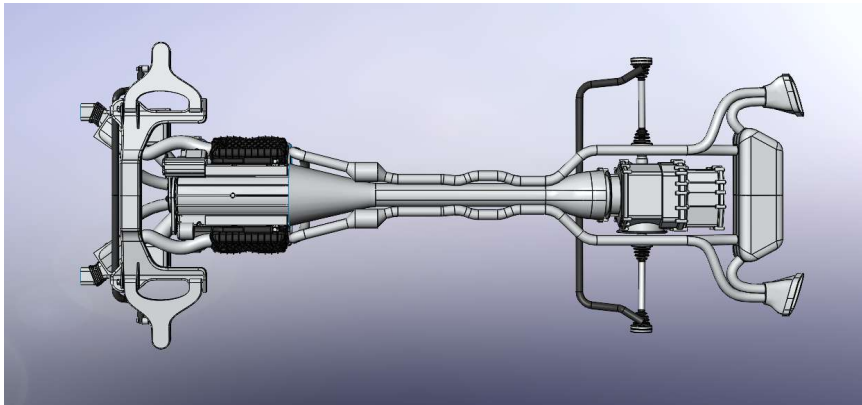


Figura 38 – Vista inferior do Powertrain com o escapamento.

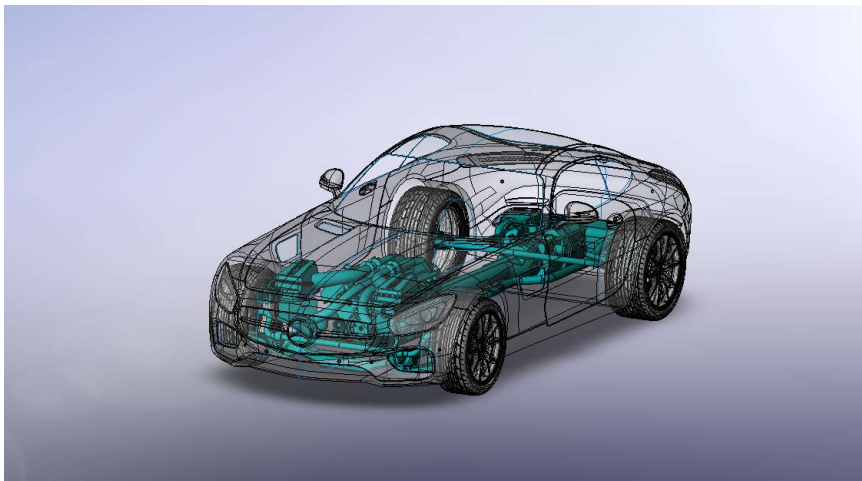


Figura 39 – Vista isométrica do Assembly.

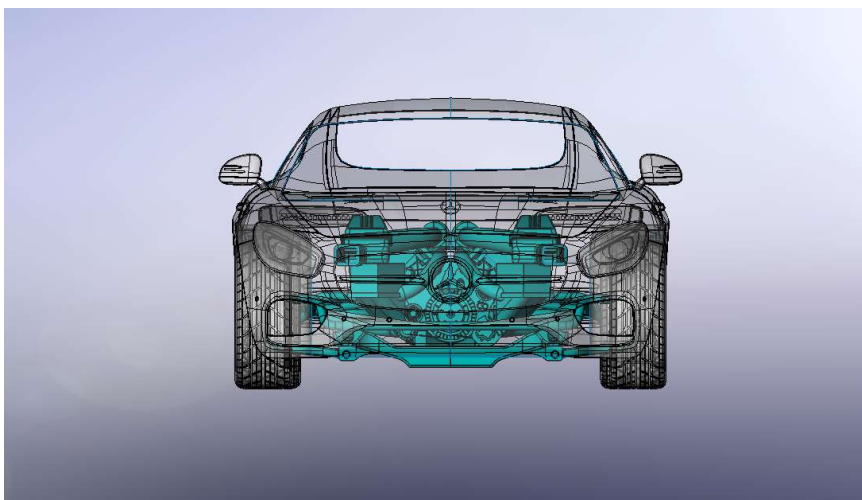


Figura 40 – Vista dianteira do Assembly.

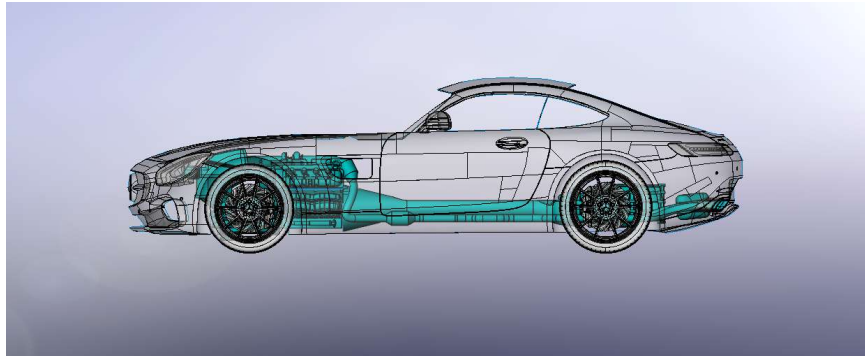


Figura 41 – Vista lateral do Assembly.

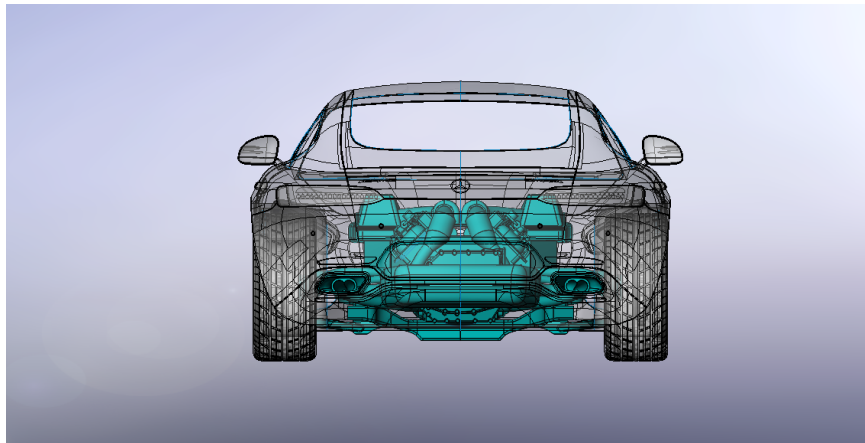


Figura 42 – Vista traseira do Assembly.

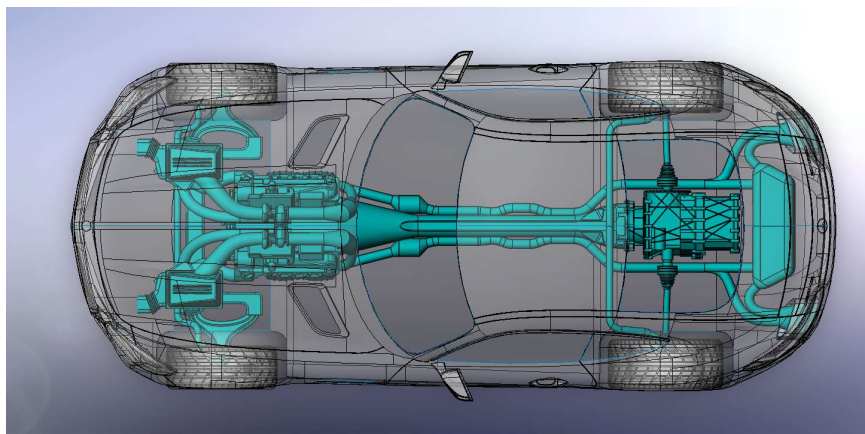


Figura 43 – Vista superior do Assembly.

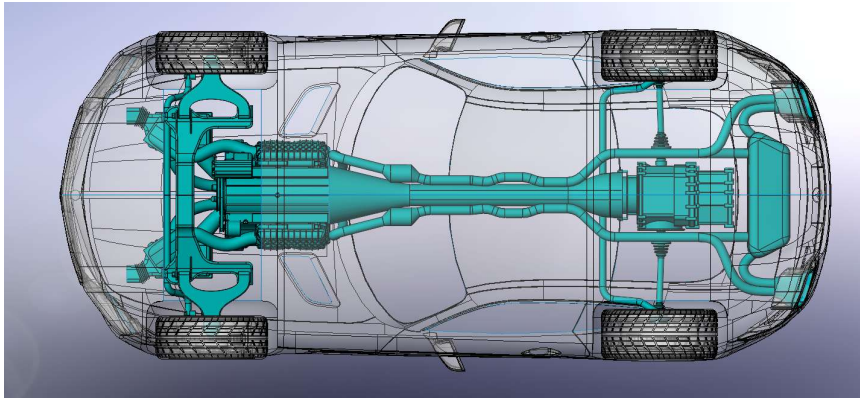


Figura 44 – Vista inferior do Assembly.

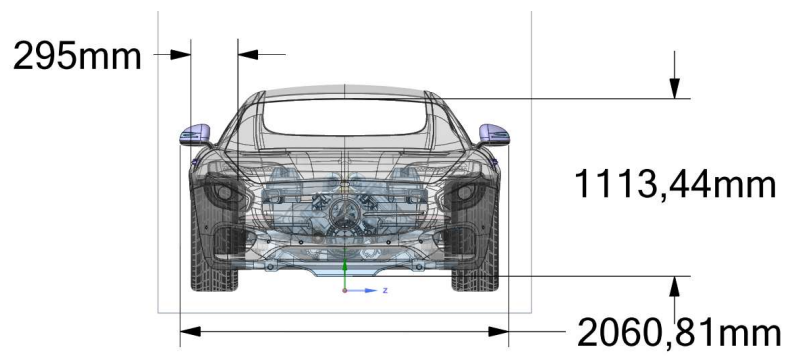


Figura 45 – Dimensões da parte dianteira do veículo-CAD.

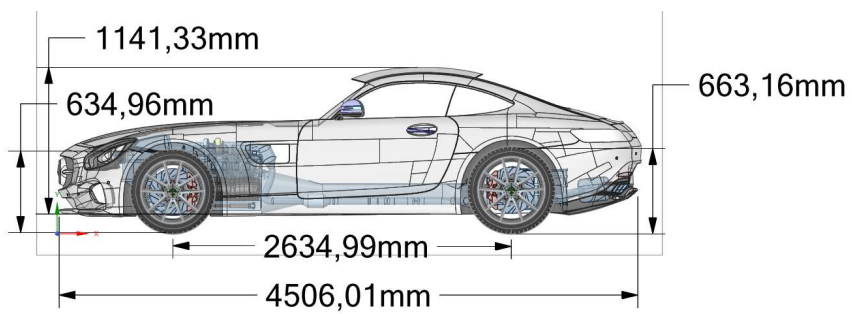


Figura 46 – Dimensões da parte lateral do veículo-CAD.

5 Preparo do CAD para ser estudado no ambiente Ansys

Após a criação do modelo CAD detalhado no SOLIDWORKS, o próximo passo essencial é a importação da geometria para o ANSYS Workbench, onde serão realizadas as análises detalhadas necessárias para avaliar o desempenho estrutural e dinâmico do CAD-veículo. Esta etapa é crucial para garantir que todas as características do modelo sejam corretamente transferidas e representadas no ambiente de simulação do ANSYS.

Primeiro, a geometria criada no SOLIDWORKS precisa ser preparada para exportação. Esse processo envolve selecionar o formato de arquivo mais adequado que preserve a integridade e os detalhes do modelo. O formato selecionado para exportação foi o STEP.

No ANSYS Workbench, o próximo passo é importar a geometria exportada. Utilizando o módulo Geometry-SpaceClaim, a geometria é importada diretamente. É fundamental verificar que a importação foi realizada corretamente, assegurando que todas as partes do modelo foram importadas sem erros, distorções ou perdas de informação.

5.0.1 SpaceClaim

No ambiente SpaceClaim do ANSYS, os comandos "Enclosure" e "Share" são essenciais para preparar a geometria para análise que simula o microfone, essencial para a simulação do PassBy Noise e para as análises.

O comando "Enclosure" cria um volume ao redor do modelo, útil para análises de dinâmica de fluidos (CFD). Define-se o espaçamento em todas as direções, criando um volume de fluido ao redor do objeto. Este volume simula o ambiente ao redor do veículo, permitindo estudar como ele interage com o ar. As dimensões adotadas na Figura abaixo segue o procedimento definido pela NBR 15145:2004, no qual o microfone se distancia 7,5 metros do veículo ensaiado.

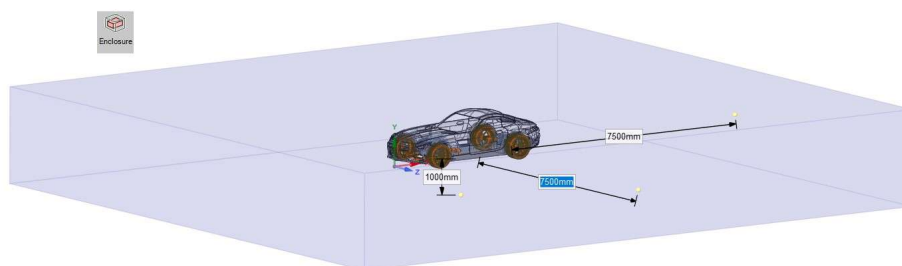


Figura 47 – Representação do comando Enclosure do SpaceClaim.

O comando "Share" garante que diferentes partes do modelo compartilhem faces comuns. Isso é crucial para a continuidade geométrica e integridade da malha, assegurando que as interfaces entre as partes sejam corretamente representadas na simulação.

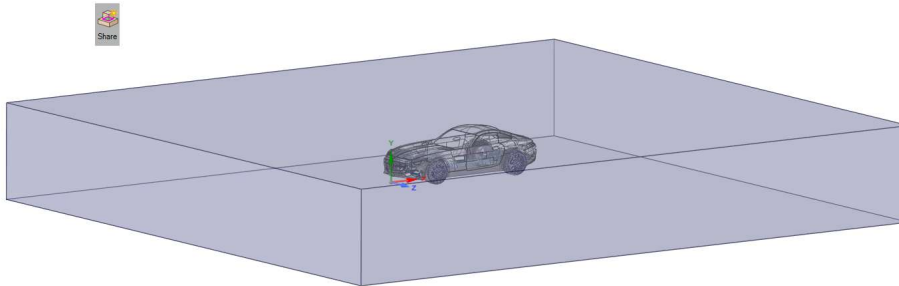


Figura 48 – Representação do comando Share do SpaceClain.

Após importar e preparar a geometria do modelo CAD no ANSYS Workbench Geometry-SpaceClain, o próximo passo crucial é a definição correta dos materiais. Esta etapa é fundamental para garantir que as análises realizadas reflitam com precisão o comportamento físico dos componentes do veículo. No ANSYS Workbench, a definição e atribuição de materiais são realizadas através da biblioteca de materiais disponível no Engineering Data.

5.0.2 Materials

Primeiramente, acessa-se a biblioteca de materiais no Engineering Data. Esta biblioteca contém uma vasta gama de materiais pré-definidos, cada um com suas propriedades específicas, como densidade, módulo de elasticidade e coeficiente de Poisson. Essas propriedades são essenciais para realizar análises precisas de elementos finitos (FEA), pois determinam como cada material responde a forças, tensões e outras condições operacionais.

Uma vez selecionados os materiais, o próximo passo é atribuí-los às partes específicas do modelo. Este processo envolve selecionar as diferentes partes da geometria e aplicar o material apropriado a cada uma delas. No ambiente Mechanical do ANSYS, isso é feito utilizando a árvore de projeto para navegar até a seção de materiais, onde cada componente pode ser individualmente selecionado e o material correspondente pode ser atribuído, conforme a figura abaixo. Este processo garante que cada componente seja analisado com suas propriedades materiais corretas, proporcionando resultados de simulação mais precisos.

Cada componente foi definido com os materiais abaixo da biblioteca:

- Carroceria: Alumínio;



Figura 49 – Localização da inserção dos materiais.

- Rodas e pneus, respectivamente: Aço e borracha;
- PowerTrain: Alumínio;
- Escapamento: Aço Inox.

Depois da implementação dos materiais, o modelo está pronto para ser configurado no ambiente Mechanical do ANSYS Workbench para análises detalhadas. Esta fase é crucial, pois envolve a definição de todas as interações e condições que o modelo enfrentará durante a simulação. O próximo passo é estabelecer as conexões entre as peças através do comando Connections, que é utilizado para definir como diferentes partes do modelo interagem entre si.

5.0.3 Connections

As conexões determinam a natureza das interações entre superfícies adjacentes e entre diferentes corpos do modelo. Essas interações podem variar significativamente dependendo do tipo de conexão especificada. As superfícies podem interagir de várias maneiras: elas podem ser configuradas para terem um contato rígido, deslizante ou sem penetração. Um contato rígido assegura que as superfícies não se movam uma em relação à outra, simulando uma união fixa. Contatos deslizantes permitem algum movimento relativo, enquanto contatos sem penetração evitam que as superfícies se interpenetrem, simulando interações mais realistas em situações de movimento relativo.

Além de definir a natureza do contato superficial, o comando Connections permite conectar corpos permitindo ou restringindo movimento relativo. Por exemplo, podem-se simular juntas mecânicas como pinos ou dobradiças que permitem rotação, ou guias que permitem movimento linear. Isso é essencial para modelar corretamente mecanismos complexos, como sistemas de suspensão de veículos, onde diferentes partes do sistema se movem de forma coordenada.

Outra aplicação do comando Connections é a simulação de ligações fixas entre partes, como soldas ou adesivos estruturais. Essas conexões são vitais para garantir a integridade estrutural do veículo, especialmente em pontos críticos onde grandes cargas são transferidas. Modelar essas conexões com precisão assegura que a análise reflita com

precisão o comportamento real do veículo sob cargas operacionais.

O comando Connections também permite a modelagem de conexões com parafusos e porcas. Esses elementos de fixação são comuns em montagens automotivas e influenciam significativamente a rigidez e a resposta dinâmica do conjunto. Definir corretamente essas conexões ajuda a prever como o conjunto reagirá a diferentes condições de carga e a evitar problemas como afrouxamento ou falhas por fadiga.

Além disso, o comando Connections possibilita a definição de conexões elásticas ou amortecidas entre partes. Isso é especialmente útil para modelar componentes como molas, amortecedores e coxins de borracha, que são usados para absorver choques e vibrações. Essas conexões ajudam a simular o comportamento dinâmico do veículo, proporcionando uma compreensão mais profunda de como as vibrações e os impactos são transmitidos através da estrutura.



Figura 50 – Localização da inserção das conexões.

Cada conexão foi definida conforme abaixo:

- Carroceria/Powertrain: Rough - Impede qualquer deslizamento entre as superfícies em contato, simulando um atrito infinito;
- Rodas e pneus: Bonded - As superfícies em contato são unidas de forma rígida, sem deslizamento ou separação;
- PowerTrain: No Separation - As superfícies podem se mover umas em relação às outras, mas não se separam;
- Escapamento/Powertrain: Bonded - As superfícies em contato são unidas de forma rígida, sem deslizamento ou separação;
- Semi Eixos/Roda: No Separation - As superfícies podem se mover umas em relação às outras, mas não se separam;
- PowerTrain/Semi Eixo: Bonded - As superfícies em contato são unidas de forma rígida, sem deslizamento ou separação.

Após estabelecer todas as conexões, o próximo passo crucial no processo de análise é a criação da malha de elementos finitos. Este passo é fundamental, pois a malha subdivide a geometria do modelo em pequenos elementos que são utilizados para calcular as

respostas estruturais e dinâmicas. A qualidade da malha influencia diretamente a precisão e a confiabilidade dos resultados das simulações.

5.0.4 Mesh

A malha de elementos finitos é composta por uma rede de elementos e nós. Cada elemento representa uma pequena porção da geometria do modelo e está conectado a outros elementos por meio de nós. Durante a análise, as equações de movimento e outras equações governantes são resolvidas em cada um desses elementos, permitindo a obtenção de uma solução numérica que aproxima o comportamento real do modelo.

Para garantir uma malha de alta qualidade, é essencial que os elementos sejam bem distribuídos por toda a geometria do modelo. Isso significa que a densidade da malha deve ser adequada para capturar todos os detalhes importantes da geometria, sem causar um aumento excessivo no tempo de computação. Regiões com geometria complexa, como áreas com curvas apertadas, furos ou entalhes, geralmente requerem uma densidade de malha maior para representar corretamente as características locais.

Além da distribuição adequada dos elementos, a qualidade da malha também depende do refinamento em regiões de interesse. Isso inclui áreas onde se espera que ocorram grandes gradientes de tensão, como pontos de concentração de carga, cantos afiados ou zonas de contato. Refinar a malha nessas regiões melhora a precisão dos resultados, permitindo uma melhor captura dos efeitos locais e proporcionando uma análise mais detalhada do comportamento do modelo.



Figura 51 – Localização da inserção da malha.

Uma vez criada a malha, realiza-se uma verificação para que a mesma atenda aos critérios de qualidade estabelecidos. Esse passo é crucial para evitar erros durante a simulação e garantir que os resultados sejam mais precisos.

Uma malha de alta qualidade é caracterizada pela presença de elementos e nós distribuídos de maneira uniforme por toda a geometria do modelo. Essa distribuição garante que todas as regiões do modelo sejam adequadamente representadas, sem omissões ou simplificações excessivas que possam comprometer a precisão dos resultados. Em áreas

Details of "Mesh"	
+ Display	
- Defaults	
Physics Preference	Mechanical
Element Order	Program Controlled
<input type="checkbox"/> Element Size	100, mm
+ Sizing	
+ Quality	
+ Inflation	
+ Batch Connections	
+ Advanced	
- Statistics	
<input type="checkbox"/> Nodes	27766901
<input type="checkbox"/> Elements	19052637
Show Detailed Statistics	No

Figura 52 – Representação dos detalhes da malha.

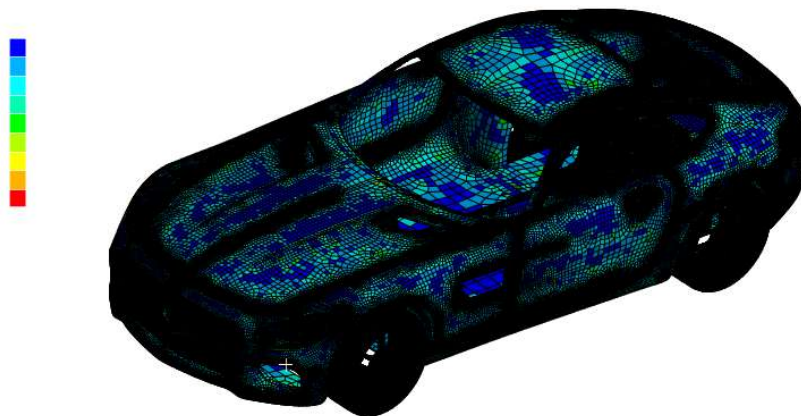


Figura 53 – Representação das qualidade dos elementos.

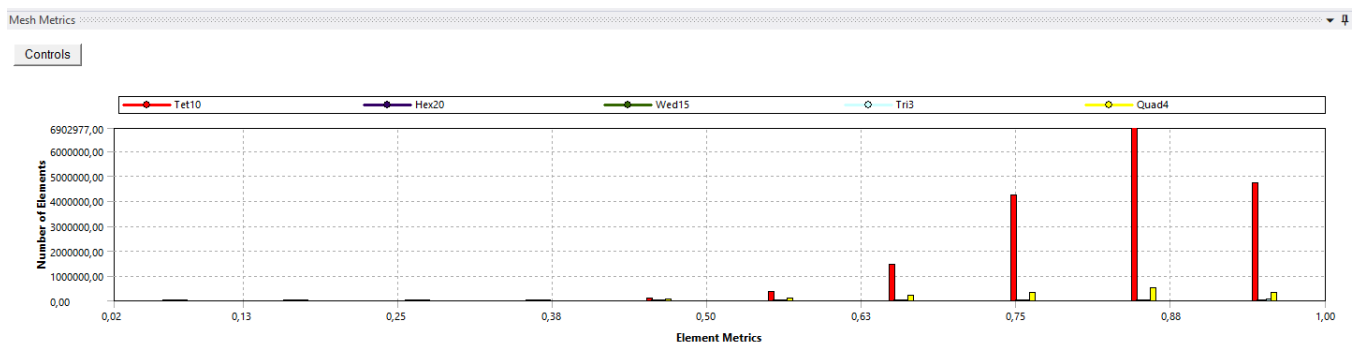


Figura 54 – Representação da qualidade da malha.

de geometria complexa, como cantos, entalhes e regiões de contato, um maior refinamento da malha é necessário para capturar os detalhes e variações locais com maior precisão.

O uso de um grande número de elementos e nós na malha permite uma melhor resolução das equações de movimento e outras equações governantes, resultando em previsões mais precisas das respostas do modelo. Com mais elementos, as tensões, deformações e outros parâmetros críticos podem ser calculados com maior detalhe, revelando comportamentos que poderiam ser ignorados em uma malha mais grosseira. Isso é especialmente importante em análises onde as concentrações de tensão e os gradientes de deformação desempenham um papel significativo na integridade estrutural e no desempenho do modelo. Conforme visto nas Figuras acima, a qualidade de malha atingiu uma qualidade satisfatória para coleta de resultados posteriores.

Com a malha finalizada, o modelo está pronto para ser submetido às análises estruturais e dinâmicas no ANSYS Workbench Mechanical.

6 Estudo no ambiente Ansys

O ANSYS Mechanical é uma poderosa ferramenta de simulação que permite realizar análises complexas de comportamento dinâmico e acústico em estruturas e componentes. Entre os comandos mais utilizados para estes comportamentos estão o Modal, Harmonic Response e Harmonic Acoustics, cada um com suas funcionalidades específicas que ajudam a entender e otimizar o desempenho de projetos.

6.0.1 Modal

A análise modal no ANSYS Mechanical é utilizada para determinar as frequências naturais e modos de vibração de uma estrutura. Este tipo de análise é crucial para evitar problemas de ressonância, que podem levar a falhas catastróficas, por exemplo. A análise modal ajuda a identificar os padrões de deformação que ocorrem quando a estrutura vibra em determinadas frequências.

A ressonância ocorre quando a frequência de excitação coincide com uma das frequências naturais da estrutura, resultando em grandes amplitudes de vibração. Isso pode levar a desgaste prematuro, falhas estruturais e até colapsos catastróficos.

A análise modal gerou as frequências naturais e os modos de vibração e esses resultados são obtidos utilizando o comando "Total Deformation". As respectivas frequências foram expressas em hertz (Hz) e representam os padrões de deformação correspondentes a cada frequência, indicando como diferentes partes da estrutura se movem durante a vibração.



Figura 55 – Localização da inserção do comando Modal.

O processo de análise modal no ANSYS Mechanical começa com a definição da geometria do modelo, a atribuição das propriedades materiais e a criação da malha de elementos finitos, como descrito no capítulo acima, em seguida, aplica-se a condição de contorno que reflete a restrição real da estrutura, a partir daí a análise modal é configurada para calcular as frequências naturais e os modos de vibração.

A condição de contorno foi definida conforme abaixo:

- Suporte fixo: representando o Rough restrito do motor junto a carroceria:

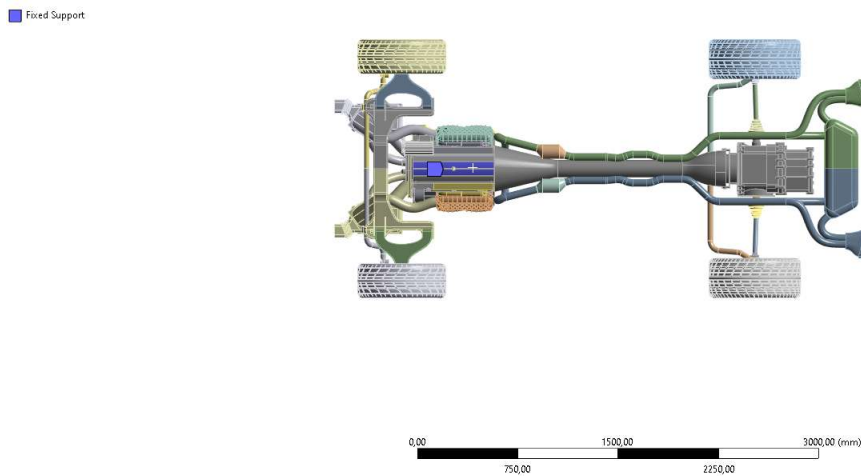


Figura 56 – Representações dos suportes fixos.

O suporte fixo foi considerado como restrito na análise modal para simplificar a modelagem computacional e reduzir o tempo de processamento. Na prática, um suporte fixo idealizado como restrito representa uma condição onde a movimentação do ponto é completamente eliminada, impedindo qualquer deslocamento ou rotação.

Essa simplificação é utilizada em simulações com recursos computacionais limitados, pois a modelagem de um suporte realista requer um número significativamente maior de elementos de malha e cálculos mais complexos. Um suporte não restrito ou com propriedades de elasticidade, como um coxim com certa rigidez, implica modelar as interações dinâmicas detalhadas entre o suporte e a estrutura, o que aumenta a complexidade computacional.

Ao definir um suporte fixo como restrito, eliminam-se essas variáveis adicionais, permitindo que o software concentre seus recursos na análise dos modos de vibração principais, sem a necessidade de calcular os efeitos dinâmicos de pequenas flexões ou deformações no suporte. Isso resulta em uma redução significativa do tempo de processamento e da demanda de memória computacional, facilitando a obtenção dos resultados de forma mais eficiente e dentro de um prazo aceitável para a análise.

No entanto, vale destacar que essa simplificação, pode não representar com total precisão as condições reais do sistema. Em situações reais, suportes como coxins possuem características de rigidez e amortecimento que influenciam as frequências naturais e modos de vibração da estrutura.

Com as frequências naturais e modos de vibração identificados, podemos prosseguir para a análise de resposta harmônica. Esta próxima etapa avalia a resposta da estrutura a cargas dinâmicas periódicas. A análise de resposta harmônica utiliza os resul-

tados da análise modal para calcular deslocamentos, tensões e deformações em diferentes frequências de excitação.

6.0.2 Harmonic Response

A análise de resposta harmônica é usada para determinar a resposta de uma estrutura a cargas dinâmicas periódicas. Esta técnica permite avaliar como a estrutura se comporta sob excitação harmônica, identificando frequências críticas e calculando deslocamentos, tensões e deformações ao longo de um intervalo de frequências.



Figura 57 – Localização da inserção do comando Harmonic Response.

Ao aplicar uma excitação harmônica à estrutura, a análise de resposta harmônica identifica as frequências nas quais a estrutura pode ressoar. Estas frequências críticas são pontos onde a amplitude de vibração é maximizada, o que pode levar a problemas de desempenho e até falhas estruturais.

Durante a análise, calcula-se como a estrutura se desloca, quais tensões são geradas e como ela se deforma em diferentes frequências. Esses cálculos são essenciais para avaliar a integridade estrutural sob condições dinâmicas. Os resultados da análise de resposta em frequência são obtidos utilizando o comando "Frequency Response" no ANSYS Workbench. Este comando permite avaliar a resposta da estrutura a excitações harmônicas ao longo de um intervalo de frequências, fornecendo dados cruciais para a próxima fase do estudo. Os outputs relevantes para a análise subsequente são expressos em hertz (Hz) por milímetro (mm), oferecendo uma visão detalhada de como a estrutura responde a diferentes frequências de excitação.

As condições de contorno foram definidas conforme abaixo:

- Suporte fixo: representando o Rough restrito do motor junto a carroceria, conforme o subcapítulo acima;
- Força 1: representando a força realizada pelo motor aplicada no coxim 1 (800N):
- Força 2: representando a força realizada pelo motor aplicada no coxim 2 (800N):
- Acelerômetro 1: representando a localização do primeiro acelerômetro (Power-Train):

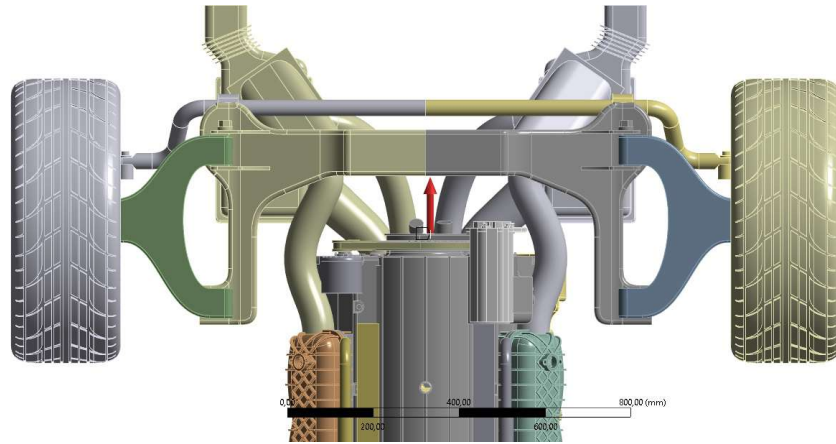


Figura 58 – Representação da aplicação e localização da Força 1.

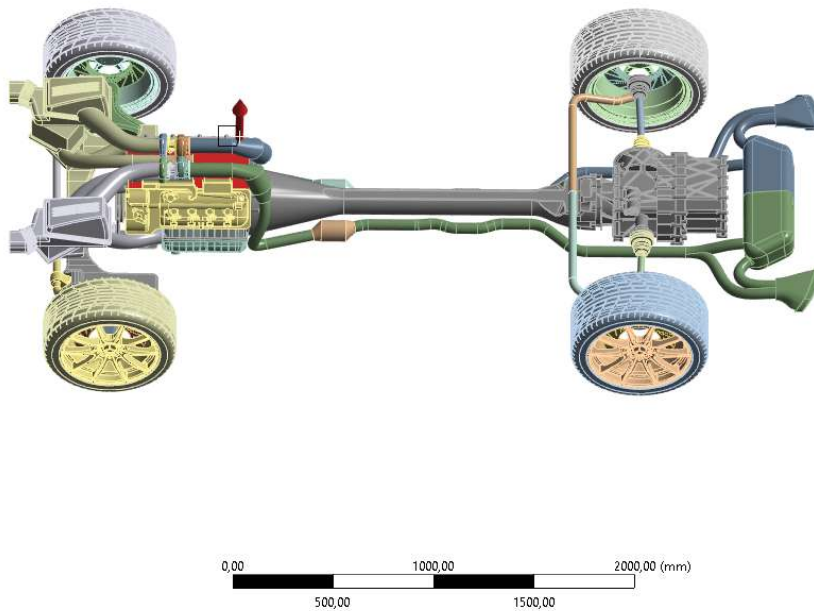


Figura 59 – Representação da aplicação e localização da Força 2.

- Acelerômetro 2: representando a localização do segundo acelerômetro (Carroceria):

As forças aplicadas aos coxins, ou suportes de motor, de um carro variam significativamente conforme as condições operacionais. Durante situações extremas, como aceleração máxima ou frenagem brusca, esses suportes são projetados para suportar forças substanciais.

Essas forças desempenham um papel crucial na absorção de vibrações e choques, evitando a transferência de energia indesejada para o chassi do veículo. Isso não apenas mantém o motor seguro e estável, mas também contribui para a durabilidade e o desempenho geral do veículo. (Adaptado de (BARTON; FIELDHOUSE, 2024))

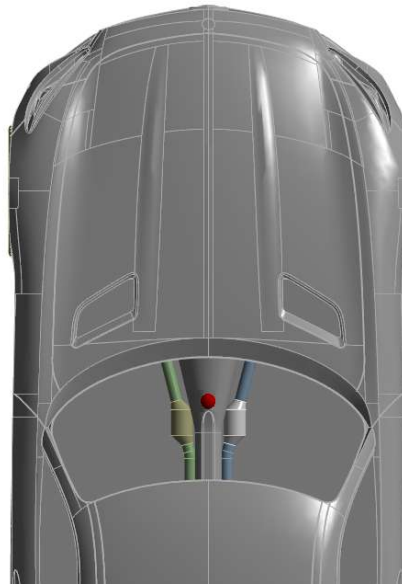


Figura 60 – Representação da aplicação e localização do acelerômetro 1.

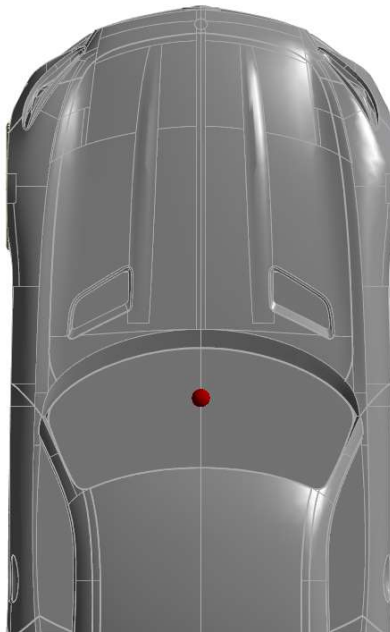


Figura 61 – Representação da aplicação e localização do acelerômetro 2.

A análise de resposta harmônica proporciona uma visão detalhada de como uma estrutura se comporta sob cargas dinâmicas periódicas. Esta técnica permite avaliar a resposta da estrutura a diferentes frequências de excitação, identificando deslocamentos, tensões e deformações que ocorrem ao longo de um intervalo de frequências. Ao fornecer esses insights, a análise de resposta harmônica prepara o terreno para etapas subsequentes do estudo.

6.0.3 Harmonic Acoustics

A análise Harmonic Acoustics foca na propagação de ondas sonoras e na resposta acústica de sistemas submetidos a excitações harmônicas. Este tipo de análise é essencial para entender como o som se propaga através de diferentes materiais e geometrias, além de como ele interage com o ambiente.

Entender a propagação de ondas sonoras é crucial para desenvolver produtos que atendam aos requisitos de qualidade sonora e conforto acústico. A análise Harmonic Acoustics permite avaliar a distribuição de pressão sonora e identificar frequências de ressonância acústica, onde o som pode ser amplificado de forma indesejada.

Os resultados da análise de resposta acústica são obtidos utilizando o comando "Frequency Response" do subcapítulo anterior, adicionando o comando "Acoustic Pressure" fornece outputs em Db (Decibéis) por Hz (Hertz). O comando Far-field SPL Mic serve para representar o microfone, como será representado abaixo, e posteriormente, junto com o comando A-Weighted Sound Pressure Level, fornecerá outputs em DbA (Decibéis com filtro de ponderação A) por Hz (Hertz) e tempo, fundamental para o capítulo (8).



Figura 62 – Localização da inserção do comando Harmonic Acoustics.

A função principal do Far-field SPL Mic é calcular o nível de pressão sonora em uma posição específica, que está suficientemente distante da fonte de som para que a onda sonora possa ser considerada esférica e a sua intensidade possa ser assumida como constante ao longo de uma superfície esférica, distância essa seguindo o procedimento definido pela NBR 15145:2004, no qual o microfone se distancia 7,5 metros do veículo ensaiado. Esse tipo de medição é crucial para entender como o som se propaga em um ambiente aberto e para avaliar a performance acústica de caixas de som e outros dispositivos acústicos.

Quando utilizado com um enclosure, o Far-field SPL Mic permite avaliar como a caixa acústica influencia a propagação do som, que tem como ar o fluido interior. A caixa acústica pode ter um grande impacto na qualidade do som, afetando aspectos como a resposta de frequência, a diretividade e a distorção sonora.

Abaixo, é possível verificar a posição de cada microfone utilizado para as medições desejadas, representando cada parte do veículo estudado. A correta colocação dos micro-

fonos é crucial para garantir a precisão dos dados coletados, permitindo uma análise mais fiel da distribuição sonora em diferentes áreas do veículo.

Após a definição das posições dos microfones, aplicamos os comandos previamente mencionados no ANSYS. Esses comandos foram cuidadosamente escolhidos para capturar todos os aspectos relevantes do comportamento. Com a aplicação desses comandos, obtemos os dados necessários para a realização do estudo, incluindo informações detalhadas sobre o nível de pressão sonora (SPL) em cada ponto de medição.

Esses dados são então utilizados para avaliar a performance acústica do veículo, identificando áreas que podem necessitar de melhorias e validando a eficácia das soluções implementadas. Através desta análise.

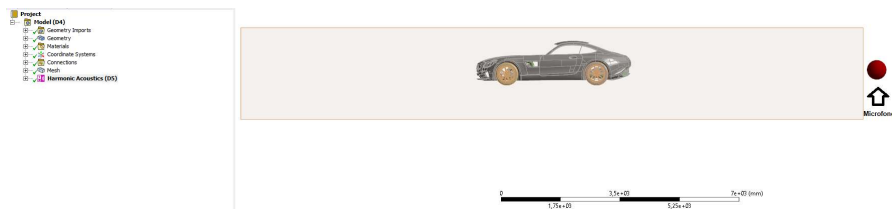


Figura 63 – Representação do microfone e comando Enclosure para medição do veículo.

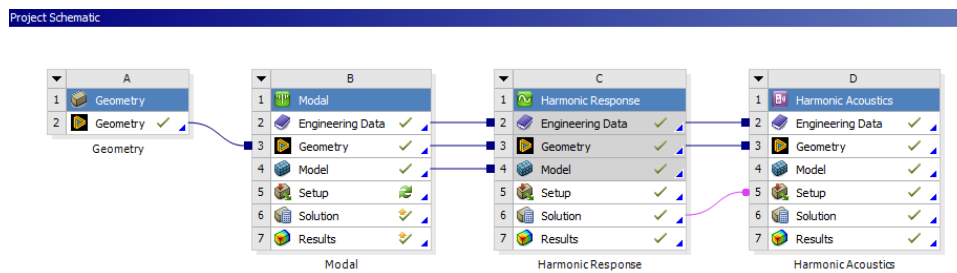


Figura 64 – Representação do Esquemático do Projeto.

7 Rotina computacional de análise dos caminhos de transferência

A metodologia do TPA se baseia na medição de funções de transferência entre as fontes de excitação e os pontos de recepção. Essa abordagem exige um conjunto considerável de medições experimentais e a correta identificação dos pontos de excitação, o que pode demandar tempo e precisão. Nos últimos anos, surgiram variantes como o OTPA, que têm como objetivo otimizar o processo, reduzindo o número de medições necessárias, sem comprometer a qualidade dos resultados.

Os objetivos a serem alcançados, estão descritos abaixo:

1. Aplicação de forças conhecidas: Um conjunto de forças conhecidas f de 800N, sob a forma de ruído branco, é aplicada.

2. Extração de respostas: As respostas do sistema são medidas em termos de vibração e pressão sonora. A pressão sonora é filtrada por um filtro de 1/3 de oitava para se obter o valor em dBA (decibéis ajustados à sensibilidade humana).

3. Obtenção da matriz da função $[A]$: Utilizando as forças conhecidas e a resposta de vibração, calcula-se a matriz $[A]$.

4. Obtenção da matriz da função $[B]$: Com base nas forças conhecidas e na resposta de pressão sonora, é calculada a matriz $[B]$.

5. Aplicação de carregamento operacional: Um novo carregamento de força operacional é aplicado ao sistema, simulando condições reais de operação.

6. Obtenção das respostas operacionais: As respostas operacionais são medidas tanto em vibração quanto em pressão sonora, sendo novamente aplicado o filtro de 1/3 de oitava para a pressão sonora.

7. Identificação das forças operacionais: As forças operacionais são estimadas a partir da pseudo-inversa da matriz $[A]$ e das respostas de vibração operacional.

8. Comparação das forças: As forças operacionais estimadas são comparadas com as forças aplicadas inicialmente para avaliar a precisão do modelo.

9. Modelagem da pressão operacional: A pressão sonora operacional é modelada utilizando a relação entre as forças operacionais e a matriz $[B]$.

10. Comparação das pressões operacionais: As pressões operacionais modeladas são comparadas com as medidas originais de pressão para verificar a acurácia da modelagem.

11. Obtenção dos caminhos de transferência: Os caminhos de transferência, que

descrevem a relação entre vibração e pressão sonora, são obtidos a partir das respostas operacionais de vibração e pressão.

12. Validação dos caminhos de transferência: Os caminhos de transferência são validados utilizando um novo conjunto de dados de vibração e pressão sonora operacionais. A pressão é estimada através da relação da pressão operacional = caminhos de transferência x vibrações operacionais.

13. Comparação final: As pressões sonoras obtidas pelos dois métodos (modelo e validação) são comparadas para avaliar a consistência dos resultados.

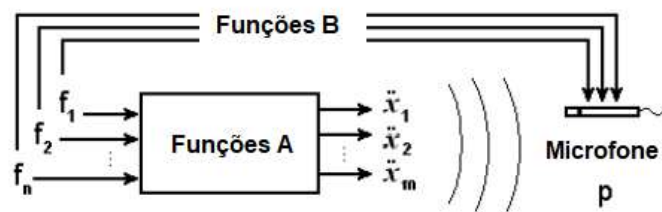


Figura 65 – Representação esquemática do sistema com forças excitantes, acelerômetros e um microfone.

A técnica de análise de caminhos de transferência exige um alto esforço computacional para determinar a matriz de transferência associada aos caminhos analisados. Para implementar essa técnica, é necessário desenvolver um algoritmo em um software matemático. O MATLAB foi escolhido para esta pesquisa devido à sua capacidade de:

1. Processar sinais no domínio do tempo adquiridos.
2. Aplicar a transformada de Fourier nos sinais.
3. Calcular a matriz de função de transferência do sistema vibro-acústico usando o método dos mínimos quadrados (Pseudo-Inversa).
4. Determinar as contribuições individuais de cada caminho analisado.
5. Reconstruir a resposta do microfone receptor externo somando as contribuições individuais.

A rotina computacional desenvolvida é apresentada em cinco blocos, detalhando

a implementação dos métodos:

7.0.1 Parâmetros de Amostragem dos Sinais

1. Número de medições (N): 2048
2. Frequência de aquisição de dados (Fa): 9012 Hz
3. Tempo entre as medições (dt): 0,00011 s
4. Tempo total da medição (t): 0,223 s
5. Frequência máxima do sinal medido (Fm): 4506 Hz

7.0.2 Processamento dos Dados no Tempo

A rotina é estruturada para otimizar o processamento de sinais e garantir precisão na análise das contribuições individuais de cada caminho de transferência.

O software gerou um arquivo.txt contendo uma matriz com dez vezes mais pontos do que os utilizados em cada medição original. Essa matriz armazena todos os sinais de resposta no domínio do tempo, com um total de oito colunas e 40.280 linhas. As colunas de um a sete representam os sinais de resposta dos caminhos de transferência analisados, enquanto a coluna oito contém as medidas de resposta no microfone externo ao veículo. As linhas correspondem ao número de pontos amostrados durante a aquisição total de dados. A figura (66) mostra uma forma reduzida dessa matriz de entrada gerada.

$$[med]_{20480 \times 8} = \begin{bmatrix} x_{11} & x_{21} & x_{31} & x_{41} & x_{51} & x_{61} & x_{71} & p_{11} \\ x_{12} & x_{22} & x_{32} & x_{42} & x_{52} & x_{62} & x_{72} & p_{12} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ x_{140280} & x_{240280} & x_{340280} & x_{440280} & x_{540280} & x_{640280} & x_{740280} & p_{140280} \end{bmatrix}$$

Figura 66 – Forma reduzida da matriz de entrada gerada.

Após a obtenção dos sinais no domínio do tempo, aplica-se um filtro passa-baixa com frequência de corte F_c igual à metade da frequência de amostragem F_a . Também é aplicada uma janela do tipo Hanning aos sinais. Ambas as funções, o filtro butter e a janela Hanning, estão disponíveis na biblioteca do MATLAB, sendo necessário apenas declarar os parâmetros, como a frequência de corte para o filtro e o número de pontos amostrados para a janela.

7.0.3 Análise no Domínio da Frequência

Para realizar a análise no domínio da frequência, os sinais no domínio do tempo precisam ser transformados. Utiliza-se a Transformada Rápida de Fourier (FFT), tam-

bém inclusa no MATLAB, para converter os sinais. A função FFT transforma os dados da matriz de entrada (Figura 68) do domínio do tempo para o domínio da frequência. Os módulos dos números complexos resultantes são calculados usando a função abs e armazenados em uma nova matriz. Essa matriz é essencial para calcular os coeficientes de transferência associados aos caminhos analisados.

7.0.4 Medições de Tamanhos Iguais e Sequenciais

As colunas da matriz de entrada representam os sinais de resposta adquiridos nos caminhos e no receptor. Estabeleceu-se que cada medição utiliza 2048 pontos. Um laço seleciona cada coluna da matriz de entrada (Figura 66) e as divide em dez vetores iguais, cada um com 2048 linhas. Assim, cada caminho e o receptor têm dez vetores que correspondem às dez medições consecutivas. Esses vetores são armazenados em uma nova matriz, como mostrado na Figura (67), onde a primeira coluna contém os primeiros 2048 pontos da primeira medição e a última coluna contém os últimos 2048 pontos da décima medição.

$$\left[\text{Caminho1} \right]_{2048 \times 10} = \begin{bmatrix} x_{11} & x_{12049} & \dots & x_{118433} \\ x_{12} & x_{12050} & \dots & x_{118434} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ x_{14028} & x_{14096} & \dots & x_{140280} \end{bmatrix}$$

Figura 67 – Vetores armazenados em uma nova matriz.

A matriz de funções de transferência $[H(Mn)]_{nm}$ é determinada para cada medição usando o método dos mínimos quadrados - pseudoinversa. Este cálculo é feito conforme a Figura (68) e é apresentado em uma forma matricial reduzida para a primeira medição, considerando os sete caminhos de transferência analisados e os 2048 pontos amostrados.

$$[H]_{2048 \times 1} = [X]_{7 \times 2048}^+ [P]_{2048 \times 1}$$

Figura 68 – Matriz de funções de transferência determinada para cada medição usando o método dos mínimos quadrados - pseudoinversa.

Para cada uma das dez medições, gera-se uma matriz de entrada X através de um laço, resultando em dez matrizes de entrada. Essas matrizes serão utilizadas posteriormente no cálculo das funções de transferência. A Figura (69) apresenta uma versão reduzida da matriz de entrada X1, que foi gerada para a primeira medição.

$$[X_1]_{2048 \times 7} = \begin{bmatrix} x_{11} & x_{21} & x_{31} & x_{41} & x_{51} & x_{61} & x_{71} \\ x_{12} & x_{22} & x_{32} & x_{42} & x_{52} & x_{62} & x_{72} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ x_{12048} & x_{22048} & x_{32048} & x_{42048} & x_{52048} & x_{62048} & x_{72048} \end{bmatrix}$$

Figura 69 – Versão reduzida da matriz de entrada.

7.0.5 Coeficientes de transferência - Método dos mínimos quadrados

A pseudoinversa da matriz de entrada $X_{7 \times 2048}$ para cada medição é calculada utilizando a Figura (70). Essa pseudoinversa é então multiplicada pelo vetor de resposta do microfone. Os coeficientes de transferência resultantes para cada um dos sete caminhos de transferência são armazenados nas colunas da matriz de transferência H , conforme ilustrado na Figura (71).

$$[H]_{2048 \times 7} = \begin{bmatrix} H_{11} & H_{21} & H_{31} & H_{41} & H_{51} & H_{61} & H_{71} \\ H_{12} & H_{22} & H_{32} & H_{42} & H_{52} & H_{62} & H_{72} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ H_{12048} & H_{22048} & H_{32048} & H_{42048} & H_{52048} & H_{62048} & H_{72048} \end{bmatrix}$$

Figura 70 – Coeficientes de transferência resultantes para cada um dos sete caminhos de transferência armazenados nas colunas da matriz de transferência.

Cada coluna da matriz de transferência H é multiplicada pelo respectivo caminho associado, determinando assim a contribuição individual do caminho C_i em relação ao nível total de pressão sonora no ponto receptor. A Figura (71) exemplifica a contribuição para o caminho 1.

$$[C_i] = [H(1)]'_{1 \times 2048} [X_1]_{2048 \times 1}$$

Figura 71 – Contribuição individual do caminho C_1 em relação ao nível total de pressão sonora no ponto receptor.

7.0.6 Validação dos resultados

O nono bloco de medições foi utilizado para validar o algoritmo. Para isso, comparou-se graficamente a pressão sonora medida (P_m) durante o bloco de medição com a pressão sonora calculada (P_c), utilizando os coeficientes determinados pelo algoritmo.

Considerando que o nível de pressão sonora registrado durante o nono bloco de medições é uma superposição das contribuições individuais dos caminhos analisados, o Nível de Pressão Sonora calculado pela técnica OSPA é descrito na Eq (3.13).

A Figura (72), de caráter ilustrativo, demonstra como se espera que a validação da técnica OSPA ocorra na análise proposta.

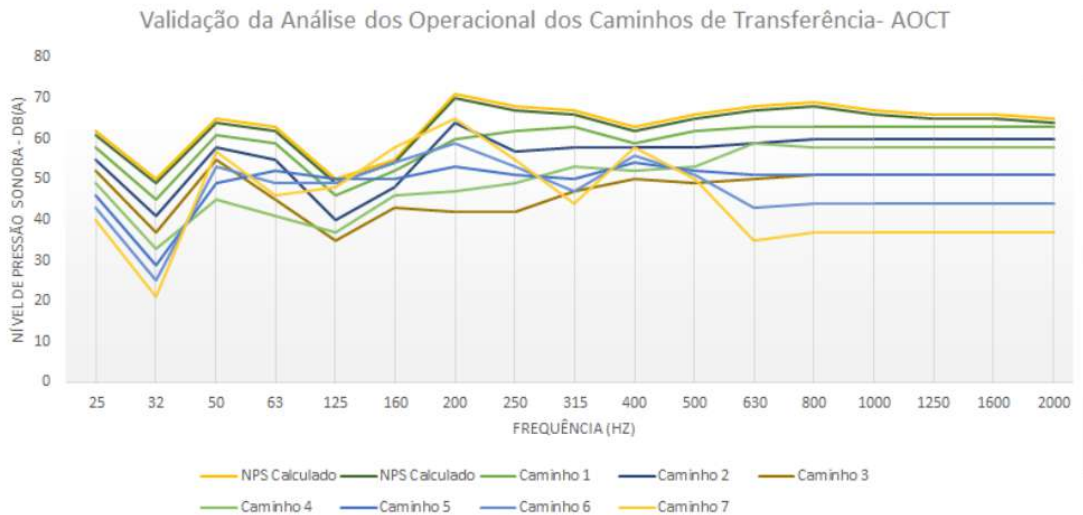


Figura 72 – Como se espera que a validação da técnica OSPA ocorra na análise proposta.

Além da validação através da comparação gráfica entre a pressão sonora calculada e a medida, também são calculados os erros entre ambas. Esta análise adicional permite identificar as frequências onde ocorrem discrepâncias entre as amplitudes e avaliar se essas diferenças são aceitáveis. Essa abordagem garante uma validação robusta do algoritmo, assegurando que ele fornece resultados precisos e confiáveis em todo o espectro de frequências analisadas.

Parte IV

RESULTADOS

8 Verificação TPA e OTPA

Para entender os padrões das fontes analisadas, realiza-se um ensaio experimental aplicando as técnicas TPA e OTPA. Esse ensaio experimental é essencial para capturar os dados necessários das fontes de ruído, permitindo uma análise mais detalhada e precisa. A Figura (73) apresenta o ensaio experimental. As localizações exatas e melhor representadas podem ser vistas nos capítulos 6.0.2 e 6.0.3.

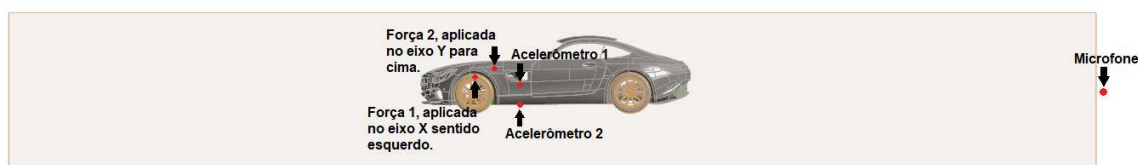


Figura 73 – Ensaio experimental.

A análise combinada do TPA (Análise de Caminhos de Transferência) e OTPA (Análise de Caminhos de Transferência Operacional) proporciona uma visão abrangente do comportamento vibroacústico de um sistema, tanto em condições controladas quanto operacionais. Esses métodos, quando usados juntos, oferecem uma forma de validar modelos teóricos (TPA) com base em dados operacionais reais (OTPA), aumentando a confiabilidade das estimativas de vibração e pressão sonora.

1. Integração dos Métodos

O TPA e o OTPA compartilham uma estrutura conceitual similar, que é baseada na análise de como forças de excitação (sejam conhecidas ou operacionais) se propagam pelo sistema e se manifestam como vibração e pressão sonora. A principal diferença entre os dois métodos é a forma como as forças de excitação são tratadas:

- TPA: Utiliza forças conhecidas e controladas, o que permite modelar o sistema de forma exata. Através das medições de vibração e pressão, o TPA gera matrizes de transferência que podem ser usadas para prever o comportamento do sistema sob diferentes condições de carregamento.

- OTPA: Utiliza dados operacionais reais, onde as forças de excitação não são conhecidas. O OTPA se baseia nas respostas medidas (vibração e pressão) para identificar

os caminhos de transferência, o que o torna ideal para condições de operação onde não é possível aplicar forças controladas.

2. Processo Combinado

A abordagem integrada dos dois métodos segue os seguintes passos:

- Aplicação de forças conhecidas (TPA): O primeiro passo é aplicar um conjunto de forças conhecidas f , como um ruído branco de 800N. As respostas do sistema em termos de vibração x e pressão sonora p são medidas. Isso gera os dados necessários para construir as matrizes de transferência $[A]$ e $[B]$.

- Obtenção das matrizes de transferência (TPA): Usando as forças conhecidas e as respostas medidas, são obtidas as matrizes $[A]$ e $[B]$. Essas matrizes descrevem como as forças de excitação são transmitidas através do sistema, resultando em vibração e pressão sonora.

- Aplicação das forças operacionais (OTPA): Com o sistema em operação, forças operacionais são aplicadas ao sistema. Essas forças não são conhecidas previamente, mas suas respostas em termos de vibração e pressão sonora são medidas diretamente. A pressão sonora passa pelo filtro de 1/3 de oitava para gerar o resultado em dBA.

- Identificação das forças operacionais (OTPA): Utilizando a matriz $[A]$ obtida no TPA, as forças operacionais podem ser estimadas a partir das vibrações operacionais usando a pseudo-inversa da matriz $[A]$. Essa identificação é essencial para validar se o modelo de transferência obtido no TPA pode descrever adequadamente o comportamento operacional. A Figura (74) e Figura (75) apresenta as acelerações obtidas x frequência das força 1, força 1 operacional, força 2 e força 2 operacional.

- Modelagem da pressão sonora operacional (TPA e OTPA): A partir das forças operacionais estimadas, a pressão sonora operacional modelada é obtida usando a matriz $[B]$. Isso permite comparar as pressões sonoras medidas diretamente com as pressões modeladas, verificando a precisão do modelo de transferência. As figuras (76) e (77) apresentam a Pressão Sonora x Frequência da Força 1, Força 1 Operacional, Força 2 e Força 2 Operacional.

- Comparação dos resultados (TPA e OTPA): A última etapa consiste em comparar os resultados de pressão sonora obtidos através dos dois métodos. Tanto as pressões modeladas no TPA quanto as pressões estimadas no OTPA são comparadas para verificar se os caminhos de transferência identificados são precisos e consistentes entre as condições de teste controladas e as condições operacionais. A Figura (78) apresenta a comparação dos resultados TPA e OTPA.

- Obtenção e validação dos caminhos de transferência (OTPA): Usando os dados operacionais de vibração e pressão, é possível estimar a matriz de caminhos de trans-

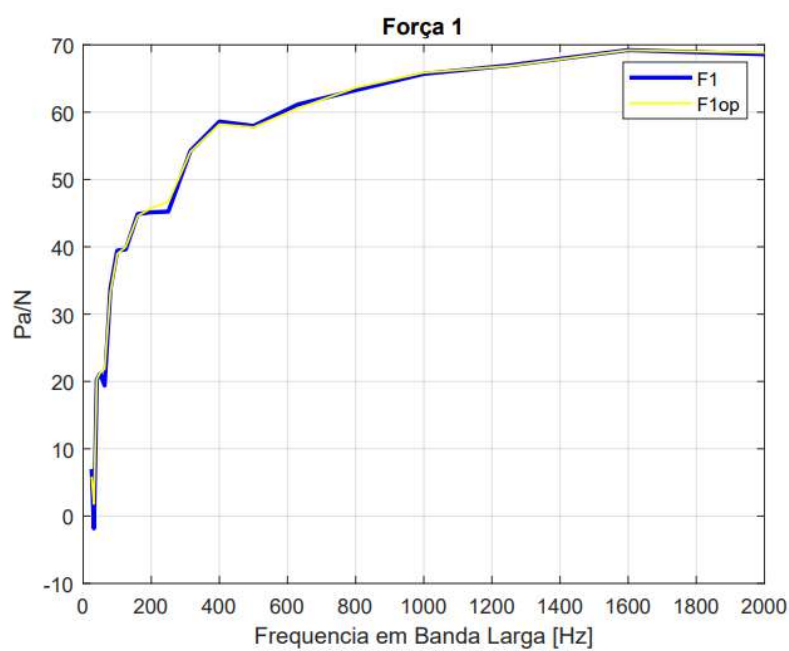


Figura 74 – Aceleração x Frequência da Força 1 e Força 1 Operacional.

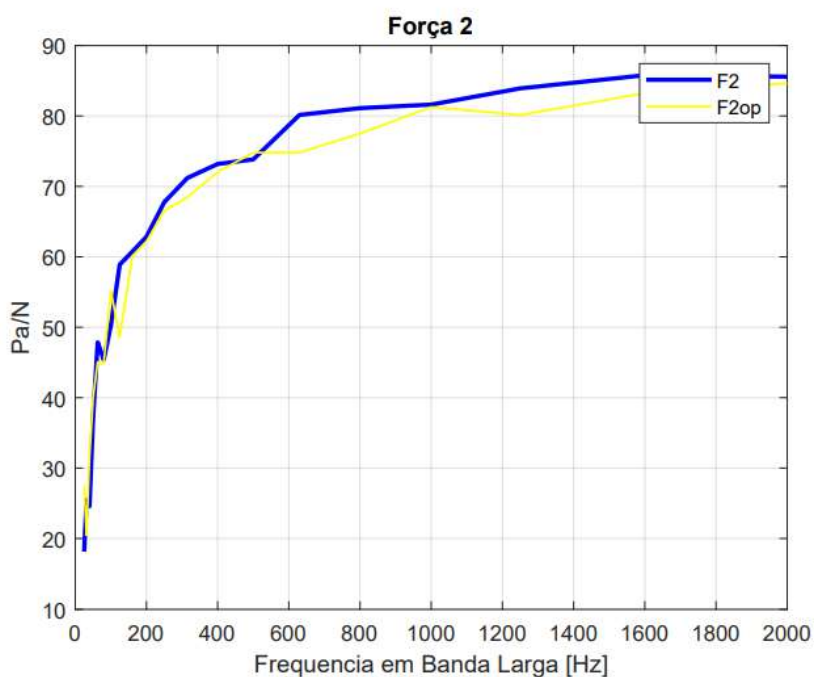


Figura 75 – Aceleração x Frequência da Força 2 e Força 2 Operacional.

ferência [h]. Essa matriz descreve como as vibrações em diferentes partes do sistema se convertem em pressão sonora no estado operacional. A Figura (79) mostra a comparação do OTPA com o microfone do ensaio.

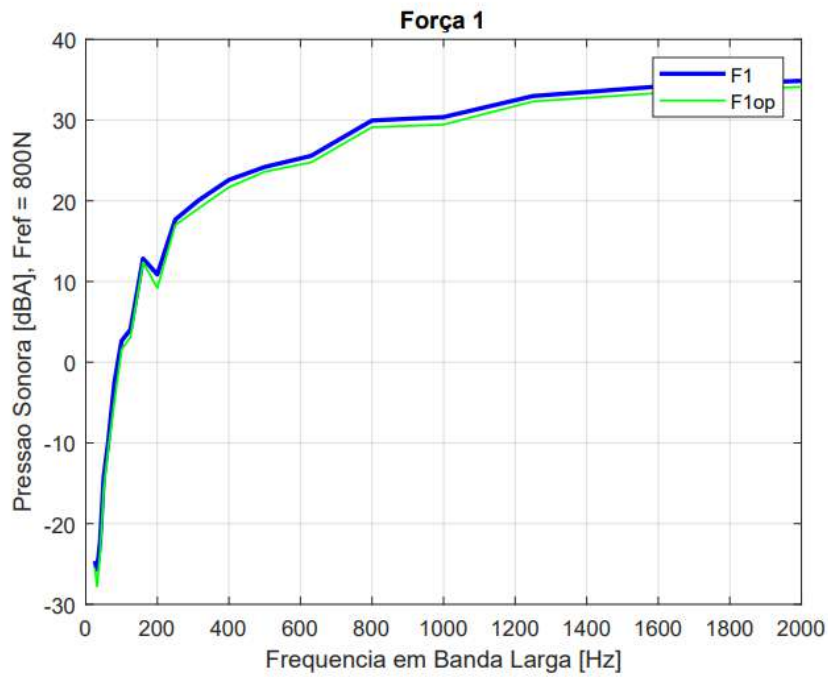


Figura 76 – Pressão sonora x Frequência da Força 1 e Força 1 Operacional..

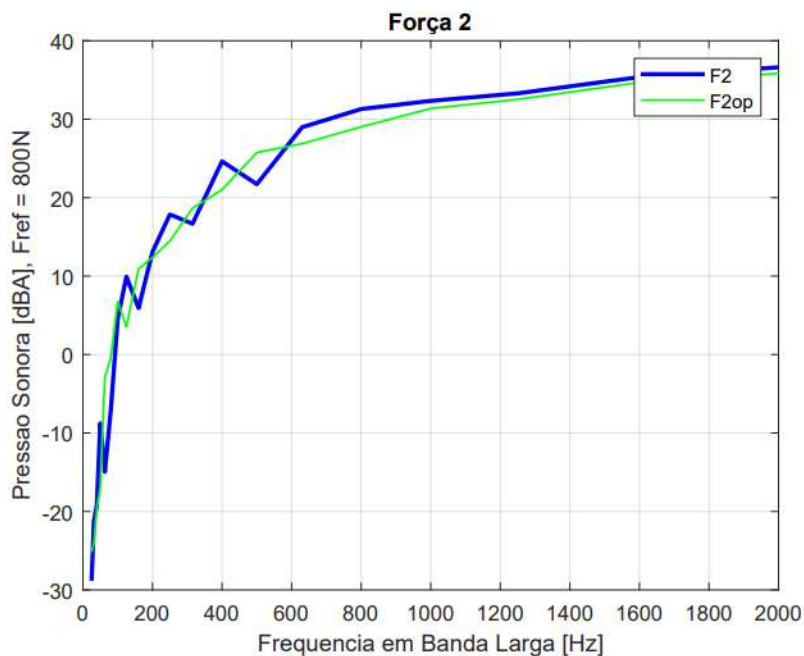


Figura 77 – Pressão sonora x Frequência da Força 2 e Força 2 Operacional..

3. Resultados Obtidos

Os gráficos gerados durante essa análise fornecem uma visão completa da precisão

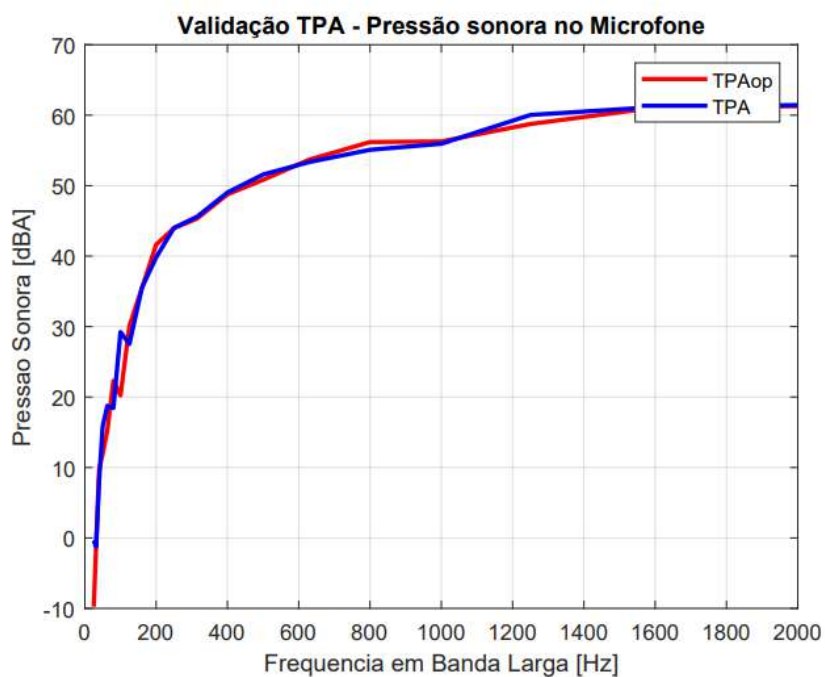


Figura 78 – Comparação dos resultados TPA e OTPA.

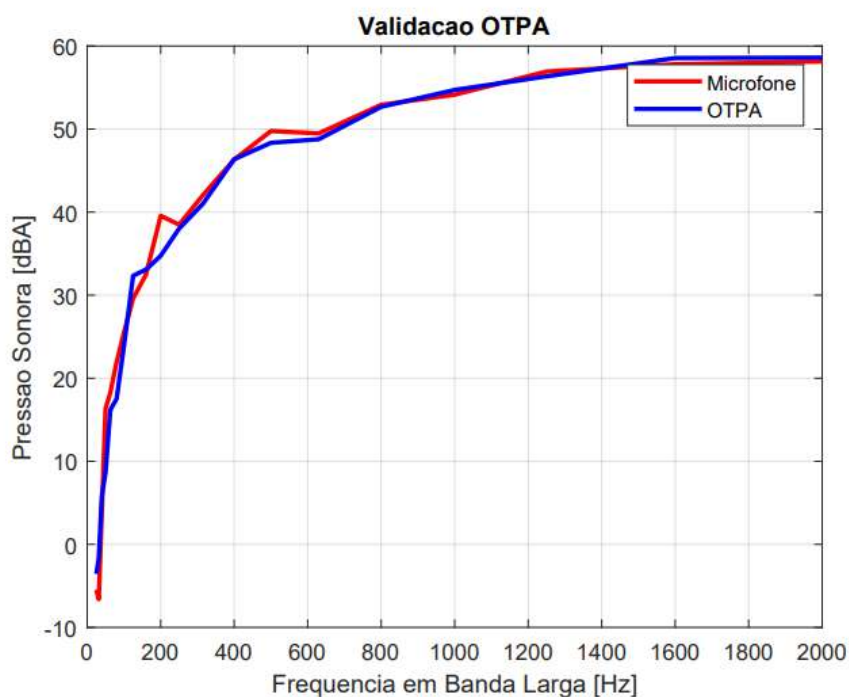


Figura 79 – Validação do caminhos de transferência OTPA x microfone.

dos modelos:

- Gráfico de comparação entre forças operacionais: Este gráfico compara as forças operacionais estimadas com as forças operacionais reais, mostrando a eficácia da matriz

[A] obtida no TPA em condições operacionais.

- Gráfico de comparação entre pressões operacionais: Comparar as pressões sonoras medidas com as pressões modeladas oferece uma visão dos dois métodos. Um bom alinhamento entre as curvas indica que tanto o TPA quanto o OTPA capturaram adequadamente os caminhos de transferência.

9 Estudo qualitativo entre os métodos TPA e OTPA aplicados na medição do PassBy Noise utilizando o software Ansys

Para realizar um estudo qualitativo comparando os métodos de TPA e OTPA na medição de PassBy Noise utilizando o software Ansys, precisamos primeiro lembrar as características e diferenças fundamentais entre esses dois métodos.

9.1 Transfer Path Analysis (TPA)

O TPA é uma metodologia clássica de análise de ruído e vibração que envolve a identificação e quantificação de todas as rotas de transferência de vibrações e ruídos de uma fonte até um ponto de interesse, geralmente no interior de um veículo ou próximo ao ouvido do ouvinte.

9.1.1 Vantagens do TPA:

- Determinístico: O TPA fornece resultados determinísticos porque as medições de entrada são bem definidas.
- Análise detalhada: Permite identificar a contribuição de cada rota de transferência específica, facilitando a identificação e mitigação de fontes problemáticas.
- Aplicabilidade em projetos iniciais: Útil durante as fases de design inicial, pois fornece informações específicas sobre a contribuição de diferentes componentes.

9.1.2 Desvantagens do TPA:

- Custo e tempo: Requer medições de forças e transmissibilidades, o que pode ser demorado e caro.
- Dependência de condições de contorno precisamente definidas: As medições e análises são baseadas em condições específicas, e quaisquer variações podem afetar a precisão dos resultados.

9.2 Operational Transfer Path Analysis (OTPA)

O OTPA, por outro lado, é uma técnica que permite a análise das rotas de transferência de ruído em condições operacionais. O método OTPA utiliza medições de vibração e som diretamente no ambiente operacional sem a necessidade de conhecer as forças de excitação exatas ou de realizar medições de transmissibilidade.

9.2.1 Vantagens do OTPA:

- Condicionamento realista: As medições são feitas em condições operacionais reais, oferecendo uma visão mais precisa do comportamento do sistema sob uso.
- Menos dependência de medições de força: Não requer medições diretas de forças, o que simplifica o processo de coleta de dados.
- Eficiente em termos de tempo: Menor tempo de preparação e execução de testes comparado ao TPA tradicional.

9.2.2 Desvantagens do OTPA:

- Menor precisão nas rotas individuais: Embora seja eficaz em capturar o efeito operacional, ele pode ser menos preciso em decompor contribuições de rotas específicas em comparação com o TPA.
- Dependência de dados operacionais: Requer uma quantidade significativa de dados de operação para produzir resultados confiáveis.

9.3 Comparação entre TPA e OTPA para medição de PassBy Noise

Ao utilizar o Ansys para a medição de PassBy Noise, os dois métodos de análise podem ser comparados da seguinte forma:

- Aplicabilidade e simulação no Ansys: O software Ansys pode simular tanto as condições de TPA quanto as de OTPA através de diferentes módulos de análise de vibrações e acústica. No TPA, o foco seria na modelagem das forças de excitação e transmissibilidades, enquanto no OTPA, o foco estaria nas respostas de vibração e acústica operacionais.

- Precisão dos resultados: O TPA tende a ser mais preciso quando se trata de analisar contribuições de ruído específicas e otimização em fases de design inicial. O OTPA, no entanto, oferece resultados mais precisos para condições operacionais reais, pois considera todos os fatores de incerteza que podem ocorrer durante a operação.

- Tempo e custo: O OTPA geralmente é mais eficiente em termos de tempo e custo, uma vez que requer menos medições diretas e pode utilizar dados de operação existentes. O TPA pode ser mais caro e demorado, pois exige uma preparação cuidadosa de testes e medições.

- Robustez em condições reais: O OTPA pode ser considerado mais robusto em condições operacionais reais, pois leva em conta a interação complexa de múltiplas fontes de ruído e rotas de transferência sem a necessidade de simplificações ou suposições rigorosas.

Para um estudo de PassBy Noise utilizando o Ansys, a escolha entre TPA e OTPA depende muito dos objetivos específicos da análise:

- Se o objetivo é uma compreensão detalhada das contribuições individuais de ruído e vibração para otimização em fases de projeto, o TPA pode ser mais apropriado.

- Se o objetivo é avaliar o desempenho em condições reais de operação e identificar rapidamente rotas críticas de ruído, o OTPA é a escolha preferida devido à sua eficiência e realismo operacional.

Parte V

CONCLUSÃO

10 Conclusão

O código desenvolvido em MATLAB faz uma distinção entre caminhos de transferência estrutural e aéreo, utilizando diferentes dispositivos de medição. Para os caminhos estruturais, são utilizados acelerômetros que capturam como as vibrações se propagam através das estruturas do sistema. Já para os caminhos aéreos, a propagação das ondas sonoras é analisada com o uso do microfone, focando em como essas ondas se movem pelo ar após serem geradas ou transformadas pelo movimento estrutural.

A diferenciação clara entre os tipos de caminhos de transferência é essencial para entender como as vibrações estruturais são convertidas em ruído aéreo e, eventualmente, percebidas pelo receptor final. A análise mostra que as vibrações captadas pelos acelerômetros ao longo das estruturas se transformam em ruído ao interagirem com componentes do veículo que afetam a propagação sonora no ar.

O código também se dedica a identificar as forças operacionais que atuam em pontos críticos do sistema. Com essa identificação, é possível visualizar como essas forças são transmitidas por diferentes partes da estrutura e, eventualmente, como acabam convertidas em ruído aéreo. Esse processo permite uma análise detalhada das fontes de vibração e do comportamento dinâmico do sistema, facilitando a identificação de pontos de melhoria e controle.

Para a análise das vibrações e do ruído gerado, o código aplica filtros de banda passante de 1/3 de oitava, que segmentam as frequências em bandas menores. Isso permite um enfoque mais preciso em faixas de frequência críticas, onde problemas como ressonâncias e ruídos indesejados são mais prováveis de ocorrer. A filtragem é essencial para separar as contribuições de diferentes fontes e para analisar a resposta do sistema em detalhes.

O código gera gráficos que comparam as respostas de força, vibração e pressão sonora. Esses gráficos ajudam a identificar as correlações entre os diferentes tipos de medição e a entender como as forças estruturais se traduzem em ruídos aéreos. Visualizando estes dados, é possível identificar quais caminhos de transferência contribuem mais significativamente para o ruído total emitido pelo sistema e, portanto, onde intervenções podem ser mais efetivas.

Com base nos resultados obtidos com a TPA, que utilizou medições detalhadas de forças de excitação e transmissibilidades ao longo dos caminhos de transferência associados às principais fontes de vibração e ruído no veículo-CAD durante o estudo de medição do nível de ruído, conclui-se que o objetivo geral da pesquisa foi alcançado.

Através da abordagem proporcionada pelo TPA, foi possível não apenas identificar as contribuições de cada fonte, mas também compreender as complexas interações que ocorrem entre as diferentes rotas de transferência e como essas afetam o nível total de ruído emitido pelo veículo.

Embora o TPA tenha se mostrado preciso em determinar as contribuições de ruído em condições controladas, ele requer uma infraestrutura experimental extensa e um tempo considerável para a preparação e execução das medições, o que pode ser uma limitação para aplicações que demandam respostas rápidas ou que precisam ser realizadas em condições operacionais reais.

Com base nos resultados obtidos com a OTPA, que utilizou apenas os sinais de resposta adquiridos nos caminhos de transferência associados às principais fontes de vibração e ruído em operação no veículo-CAD durante o estudo de medição do nível de ruído, conclui-se que o objetivo geral da pesquisa foi alcançado.

A técnica experimentada neste trabalho de pesquisa mostrou-se capaz de determinar com precisão os coeficientes de transferência, utilizando respostas adquiridas nos caminhos com todas as fontes operando simultaneamente em condições reais de funcionamento do veículo. Isso resultou na redução do tempo e da carga experimental empregada na TPA.

Os estudos realizados para identificar as principais fontes de vibração e os principais mecanismos de geração e transmissão associados foram fundamentais para o desenvolvimento e sucesso do trabalho. No entanto, as literaturas existentes sobre a técnica utilizada no estudo não são suficientes para uma compreensão completa do tema.

Ao considerar que os requisitos utilizados para adquirir a resposta de vibração nos caminhos não foram os instrumentos geralmente utilizados em análises de vibração, a técnica OTPA mostrou-se eficiente ao produzir resultados precisos, contornando as limitações impostas.

Os resultados do experimento evidenciaram que o Nível de Pressão Sonora (NPS) emitido pelo veículo-CAD utilizado na pesquisa atende aos limites estabelecidos na Resolução CONAMA Nº 272. Observou-se que o NPS máximo produzido é de 60 dB(A), concluindo-se que o veículo analisado atende ao limite máximo estabelecido de 74 dB(A), não sendo necessárias medidas adicionais para controlar o NPS emitido pelo automóvel em questão.

Embora a técnica de TPA e OTPA possa ser utilizada pela indústria automotiva como ferramenta para determinar e caracterizar as contribuições individuais das fontes de vibração em condições normais de operação, é importante ressaltar que, em situações onde seja necessário desenvolver medidas para controlar o nível de ruído emitido por uma determinada fonte, é fundamental ter conhecimento sobre técnicas de controle ativo e

passivo de ruído, análise de amortecimento, análise de isoladores, entre outras.

11 Apêndices

```

1 %% Inicializacao dos Parametros de Analise
2 clc;
3 clear;
4 close all;
5
6 % Definindo parametros de amostragem e bandas de frequencia
7 fs = 2048; % Frequencia de amostragem [Hz]
8 T = 1/fs; % Periodo de amostragem [s]
9 L = 2048; % Numero de pontos por janela
10 nFFT = 2048; % Numero de pontos na FFT
11 maxband = 80; % Numero maximo de bandas para analise
12
13 % Carregando dados de vibracao e pressao
14 data = load('dados_vibracao_pressao.txt'); % Dados de entrada
15 tt = data(:, 1); % Tempo [s]
16 xop = data(:, 2:end-1); % Sinais de vibracao operacional
17 pop = data(:, end); % Sinais de pressao sonora
18
19 % Filtragem em banda passante de 1/3 de oitava
20 [freq_L, path1, path2, path3, path4] = deal(zeros(maxband, 1)
21     ); % Inicializa variaveis
22
23 for k = 1:maxband
24     f_center = 10 * (2^(k/3)); % Freq. central da banda de
25         1/3 de oitava
26     [b, a] = butter(3, [f_center/(sqrt(2)), f_center*(sqrt(2)
27         )]/(fs/2), 'bandpass');
28
29     % Aplicando filtro a cada caminho
30     path1(k) = rms(filter(b, a, xop(:, 1))); % Caminho 1
31     path2(k) = rms(filter(b, a, xop(:, 2))); % Caminho 2
32     path3(k) = rms(filter(b, a, xop(:, 3))); % Caminho 3
33     path4(k) = rms(filter(b, a, xop(:, 4))); % Caminho 4
34
35     % Frequencias correspondentes

```

```
33     freq_L(k) = f_center;
34 end
35
36 % Analisando Forcas Operacionais
37 % Normalizacao e calculo das forcas operacionais
38 F = xop' * pop / (xop' * xop);
39
40 % Identificacao de forcas operacionais
41 forca1 = F(1) * path1;
42 forca2 = F(2) * path2;
43 forca3 = F(3) * path3;
44 forca4 = F(4) * path4;
45
46 % Visualizacao das forcas operacionais
47 figure;
48 plot(freq_L, abs(forca1), 'r', 'LineWidth', 1.5); hold on;
49 plot(freq_L, abs(forca2), 'g', 'LineWidth', 1.5);
50 plot(freq_L, abs(forca3), 'b', 'LineWidth', 1.5);
51 plot(freq_L, abs(forca4), 'k', 'LineWidth', 1.5);
52 title('Forcas Operacionais por Caminho');
53 xlabel('Frequencia [Hz]');
54 ylabel('Forca [N]');
55 legend('Caminho 1', 'Caminho 2', 'Caminho 3', 'Caminho 4');
56 grid on;
57
58 %% Calculo das Funcoes de Transferencia OTPA
59 H1 = pop' * path1 / (path1' * path1);
60 H2 = pop' * path2 / (path2' * path2);
61 H3 = pop' * path3 / (path3' * path3);
62 H4 = pop' * path4 / (path4' * path4);
63
64 % Analise das funcoes de transferencia
65 figure;
66 plot(freq_L, abs(H1), 'r', 'LineWidth', 1.5); hold on;
67 plot(freq_L, abs(H2), 'g', 'LineWidth', 1.5);
68 plot(freq_L, abs(H3), 'b', 'LineWidth', 1.5);
69 plot(freq_L, abs(H4), 'k', 'LineWidth', 1.5);
70 title('Funcoes de Transferencia OTPA');
71 xlabel('Frequencia [Hz]');
```

```
72 ylabel('Magnitude');
73 legend('Caminho 1', 'Caminho 2', 'Caminho 3', 'Caminho 4');
74 grid on;
75
76 %% Calculo dos Coeficientes de Transferencia TPA
77 H_tpa = inv(xop' * xop) * xop' * pop; % Pseudo-inversa para
    calcular coeficientes TPA
78
79 % Calculo dos coeficientes de transferencia OTPA
80 H_otpa = [H1, H2, H3, H4]; % Coeficientes calculados
    anteriormente com OTPA
81
82 % Comparacao dos coeficientes de transferencia (TPA vs OTPA)
83 ff = linspace(0, fs/2, nFFT/2+1); % Frequencia para plot
84 figure;
85 subplot(2, 1, 1);
86 plot(ff, abs(H_tpa), 'r', 'LineWidth', 1.5);
87 title('Coeficientes de Transferencia TPA');
88 xlabel('Frequencia (Hz)');
89 ylabel('Magnitude');
90 grid on;
91
92 subplot(2, 1, 2);
93 plot(ff, abs(H_otpa), 'b', 'LineWidth', 1.5);
94 title('Coeficientes de Transferencia OTPA');
95 xlabel('Frequencia (Hz)');
96 ylabel('Magnitude');
97 grid on;
98
99 % Validacao dos caminhos de transferencia usando TPA
100 pop_tpa_val = H_tpa' * xop;
101
102 % Validacao dos caminhos de transferencia usando OTPA
103 pop_otpa_val = H_otpa * [path1(:, 9), path2(:, 9), path3(:,
    9), path4(:, 9)]';
104
105 % Comparacao das pressoes calculadas e medidas
106 figure;
107 plot(tt, pop, 'g', 'LineWidth', 1.5); hold on;
```

```
108 plot(tt, pop_tpa_val, 'r--', 'LineWidth', 1.5);
109 plot(tt, pop_otpa_val, 'b--', 'LineWidth', 1.5);
110 title('Comparacao das Pressoes Calculadas (TPA vs OTPA) e
      Medidas');
111 xlabel('Tempo (s)');
112 ylabel('Pressao Sonora (dBA)');
113 legend('Medida', 'TPA Calculado', 'OTPA Calculado');
114 grid on;
115 hold off;
116
117 % Calculo de erro e visualizacao
118 erro_tpa = pop - pop_tpa_val;
119 erro_otpa = pop - pop_otpa_val;
120
121 figure;
122 subplot(2, 1, 1);
123 plot(tt, erro_tpa, 'r', 'LineWidth', 1.5);
124 title('Erro de Estimativa - TPA');
125 xlabel('Tempo (s)');
126 ylabel('Erro (dBA)');
127 grid on;
128
129 subplot(2, 1, 2);
130 plot(tt, erro_otpa, 'b', 'LineWidth', 1.5);
131 title('Erro de Estimativa - OTPA');
132 xlabel('Tempo (s)');
133 ylabel('Erro (dBA)');
134 grid on;
135
136 % Comparacao de contribuicoes dos caminhos de transferencia
137 figure;
138 plot(freq_L(1:maxband), path1(1:maxband), 'r', 'LineWidth',
      1.5); hold on;
139 plot(freq_L(1:maxband), path2(1:maxband), 'g', 'LineWidth',
      1.5);
140 plot(freq_L(1:maxband), path3(1:maxband), 'b', 'LineWidth',
      1.5);
141 plot(freq_L(1:maxband), path4(1:maxband), 'k', 'LineWidth',
      1.5);
```

```
142 title('Contribuicoes dos Caminhos de Transferencia (OTPA)');
143 xlabel('Frequencia em Banda Larga [Hz]');
144 ylabel('Pressao Sonora [dBA]');
145 legend('Carroceria', 'Escapamento');
146 grid on;
147 hold off;
148
149 % Analise de validacao adicional com dados novos
150 pop_new = load('dados_vibracao_pressao_val.txt'); % Carregar
      novos dados para validacao
151 xop_new = pop_new(:, 1); % Novo conjunto de dados de vibracao
152 pop_new = pop_new(:, 2); % Novo conjunto de dados de pressao
153
154 % Validacao dos modelos com novos dados
155 pop_tpa_val_new = H_tpa * xop_new;
156 pop_otpa_val_new = H_otpa * xop_new;
157
158 % Comparacao dos resultados com novos dados
159 figure;
160 plot(tt, pop_new, 'g', 'LineWidth', 1.5); hold on;
161 plot(tt, pop_tpa_val_new, 'r--', 'LineWidth', 1.5);
162 plot(tt, pop_otpa_val_new, 'b--', 'LineWidth', 1.5);
163 title('Validacao com Novos Dados - TPA vs OTPA');
164 xlabel('Tempo (s)');
165 ylabel('Pressao Sonora (dBA)');
166 legend('Microfone', 'TPA Calculado', 'OTPA Calculado');
167 grid on;
168 hold off;
169
170 % Finalizacao do codigo
171 disp('Execucao do algoritmo combinando TPA e OTPA concluida.'
      );
```


Referências

- AUWERAER, H. Van der et al. Virtual prototyping for sound quality design of automobiles. *Sound and Vibration*, v. 41, n. 4, p. 26, 2007. Citado na página 38.
- BARROS, F. B. Métodos sem malha e método dos elementos finitos generalizados em análise não-linear de estruturas. *São Carlos. Tese (Doutorado)-Escola de Engenharia de São Carlos-Universidade de São Paulo*, 2002. Citado na página 69.
- BARTON, D. C.; FIELDHOUSE, J. D. Vehicle mechanics. In: *Automotive Chassis Engineering*. [S.l.]: Springer, 2024. p. 1–45. Citado na página 88.
- BRIZON, C. J. da S. Metodologia para avaliação e determinação de índices de conforto acústico em engenharia automobilística. Universidade Federal de Minas Gerais, 2012. Citado na página 49.
- CARVALHO, R. S. T. de; MOURA, H. G. de; LENZI, A. Experimental results for sound path contribution using an alternative tpa approach. 2009. Citado na página 60.
- COSTA, R. G. *Influência da Suspensão do Motor nas Vibrações do Volante de um Veículo*. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós . . . , 2003. Citado 3 vezes nas páginas 53, 57 e 69.
- COSTA, W. C. C. d. Análise operacional dos caminhos de transferência aplicada na medição do nível de ruído emitido por veículos automotores. 2015. Citado na página 62.
- FILARDI, J. B. C. *Predição por análise estatística energética do ruído interno de um veículo automotor gerado pelo campo sonoro do compartimento do motor*. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós . . . , 2003. Citado na página 55.
- GUIMARAES, G. P. Desenvolvimento de análise por trajetórias vibroacústicas para aplicação automotiva. Universidade Federal de Minas Gerais, 2008. Citado na página 50.
- HAPPIAN-SMITH, J. *An introduction to modern vehicle design*. [S.l.]: Elsevier, 2001. Citado 4 vezes nas páginas 51, 52, 56 e 58.
- HARRISON, M. *Vehicle refinement: controlling noise and vibration in road vehicles*. [S.l.]: Elsevier, 2004. Citado 3 vezes nas páginas 29, 49 e 57.
- JANSSENS, K. Operational pathanalysis: a critical review. *Proceedings of ISMA2008*, p. 3657–3672, 2008. Citado na página 46.
- KLERK, D. de; OSSIPOV, A. Operational transfer path analysis: Theory, guidelines and tire noise application. *Mechanical systems and signal processing*, Elsevier, v. 24, n. 7, p. 1950–1962, 2010. Citado na página 45.
- MELO, F. X. d. *Análise de caminhos de transferência de energia no projeto de sistemas de controle*. Tese (Doutorado) — Universidade de São Paulo, 2013. Citado 3 vezes nas páginas 45, 51 e 55.

- MORELLO, L. et al. *The Automotive Body: Volume II: System Design*. [S.l.]: Springer, 2011. Citado na página 49.
- MOURA, H. G.; LENZI, A. An alternative formulation of transfer path analysis applied to the force identification problem. *20th Int. Congr. Mech. Eng., Brazil*, 2009. Citado na página 59.
- NOUMURA, K.; YOSHIDA, J. Method of transfer path analysis for vehicle interior sound with no excitation experiment. In: F2006D183, PROCEEDINGS OF FISITA WORLD AUTOMOTIVE CONGRESS, YOKOHAMA, JAPAN. [S.l.], 2006. Citado 2 vezes nas páginas 42 e 45.
- OPPENHEIM, G. M.; DELL, G. S. Motor movement matters: The flexible abstractness of inner speech. *Memory & cognition*, Springer, v. 38, n. 8, p. 1147–1160, 2010. Citado na página 35.
- PADILHA, P.; BEAUREPAIRE, C.; ARRUDA, J. Comparing experimental estimation techniques for transfer path analysis. *Research gate*, 2006. Citado na página 39.
- PINTO, R. *UMA PROPOSTA PARA VIABILIZAR AS MEDIÇÕES NECESSÁRIAS À VISTORIA DO RUÍDO VEICULAR, NA CONDIÇÃO PARADO, NOS POSTOS DO DETRAN, NO ESTADO DO RIO DE JANEIRO*. Tese (Doutorado) — UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO, 2006. Citado na página 27.
- PLUNT, J. Finding and fixing vehicle nvh problems with transfer path analysis. *Sound and vibration*, [Bay Village, Ohio, Acoustical Publications, inc.], v. 39, n. 11, p. 12–17, 2005. Citado 3 vezes nas páginas 37, 39 e 40.
- PORTELA, B. S.; ZANNIN, P. H. T. Níveis de pressão sonora em ônibus urbanos com diferentes localizações de motor. In: *VI Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Campina Grande*. [S.l.: s.n.], 2010. Citado na página 49.
- SILVA, C. H. T. d. *Estudo do ruído de rodagem estrutural através da análise dos caminhos de transferência de energia-TPA*. Tese (Doutorado) — Universidade de São Paulo, 2011. Citado 2 vezes nas páginas 51 e 53.
- SILVA, C. H. T. d. *Estudo do ruído de rodagem estrutural através da análise dos caminhos de transferência de energia-TPA*. Tese (Doutorado) — Universidade de São Paulo, 2011. Citado na página 60.
- TAVARES, J. M. R. S.; PADILHA, A. J. M. N. Introdução ao método dos elementos finitos. 1998. Citado na página 69.
- TCHERNIAK, D.; SCHUHMACHER, A. Application of transmissibility matrix method to nvh source contribution analysis. *Proceedings of IMAC-2009, Orlando, FL, USA*, 2009. Citado na página 45.
- WANG, X. *Vehicle noise and vibration refinement*. [S.l.]: Elsevier, 2010. Citado na página 56.