



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA E CIÊNCIAS MECÂNICAS

Manoel Ramos Santos Neto

**PROJETO DE ATENUADOR DE MASSA SINTONIZADA PARA APLICAÇÃO  
FERROVIÁRIA**

Joinville  
2024

Manoel Ramos Santos Neto

**PROJETO DE ATENUADOR DE MASSA SINTONIZADA PARA APLICAÇÃO  
FERROVIÁRIA**

Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia e Ciências Mecânicas da Universidade Federal de Santa Catarina como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia e Ciências Mecânicas.

Orientador(a): Prof. Dr. Thiago Antonio Fiorentin  
Coorientador(a): Prof. Dr. Yesid Ernesto Asaff Mendonza

Joinville

2024

Santos Neto, Manoel Ramos Santos Neto  
PROJETO DE ATENUADOR DE MASSA SINTONIZADA PARA  
APLICAÇÃO FERROVIÁRIA / Manoel Ramos Santos Neto Santos  
Neto ; orientador, Thiago Antonio Fiorentin Fiorentin,  
coorientador, Yesid Ernesto Asaff Mendonza Mendonza, 2024.  
95 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa  
Catarina, Campus Joinville, Programa de Pós-Graduação em  
Engenharia e Ciências Mecânicas, Joinville, 2024.

Inclui referências.

1. Engenharia e Ciências Mecânicas. 2. Vibração  
Mecânica. 3. Atenuadores. 4. Simulação. I. Fiorentin,  
Thiago Antonio Fiorentin. II. Mendonza, Yesid Ernesto  
Asaff Mendonza. III. Universidade Federal de Santa  
Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia e  
Ciências Mecânicas. IV. Título.

Manoel Ramos Santos Neto

**PROJETO DE ATENUADOR DE MASSA SINTONIZADA PARA APLICAÇÃO  
FERROVIÁRIA**

O presente trabalho em nível de Mestrado foi avaliado e aprovado, em 18 de abril de 2024,  
pela banca examinadora composta pelos seguintes membros:

Prof.(a) Marcos Alves Rabelo, Dr.(a)  
Instituição UFSC (Universidade Federal de Santa Catarina)

Prof.(a) Andrea Piga Carboni , Dr.(a)  
Instituição UFSC (Universidade Federal de Santa Catarina)

Prof.(a) Geraldo José Belmonte dos Santos, Dr.(a)  
Instituição UEFS (Universidade Estadual de Feira de Santana)

Certificamos que esta é a versão original e final do trabalho de conclusão que foi julgado  
adequado para obtenção do título de Mestre em Engenharia e Ciências Mecânicas

Insira neste espaço a  
assinatura digital

Coordenação do Programa de Pós-Graduação

Insira neste espaço a  
assinatura digital

Prof.(a) Thiago Antonio Fiorentin, Dr.(a)  
Orientador(a)

Joinville, 2024.

## AGRADECIMENTOS

Primeiramente, agradeço a Deus pelo dom da vida e as inúmeras bênçãos a mim prestadas. Não foi fácil, mas se estou aqui devo tudo à ele.

Agradeço aos meus pais, Edilson e Ana Lúcia, que me apoiaram desde o início em toda a minha educação, apoiando sempre os meus sonhos e amor incondicional desde sempre.

À minha irmã, Ana Manoela, que sempre estar ao meu lado acalmando as maiores turbulências impostas pela vida.

À minha amada, Bruna, pelo seu grande amor, companheirismo e por contribuir imensamente no apoio e realização deste sonho.

Agradeço aos meus amigos e familiares que têm me acompanhado e torcido por mim, possibilitando essa trajetória mais leve e entendendo a minha ausência em alguns momentos. Em especial a Tarlisson, Igor e Phelipe, que mesmo com toda distância física sempre estiveram presentes e torceram por cada vitória. Ao meu grande amigo Vitor (*in memoriam*), obrigado por todo cuidado ai do céu.

Agradeço à família do Sr. Alvino que me acolheu como um integrante da sua família em Joinville, vocês não imaginam o quanto contribuíram. Minha eterna gratidão à vocês.

Ao meu orientador, Professor Doutor Thiago Fiorentin e meu co-orientador Professor Doutor Yessid Asaff, que me auxiliaram no direcionamento deste trabalho e me ensinaram muito sobre lições de vida também.

Agradeço aos meus amigos de laboratório, por sempre auxiliar e desenvolvermos juntos um grande laço de amizade.

## RESUMO

Esta dissertação teve como objetivo desenvolver uma abordagem detalhada do processo de formação do ruído ferroviário e dos mecanismos de atenuação. Foi realizada a identificação e análise dos processos envolvidos durante a interação roda-trilho e a utilização de dispositivos capazes de atenuar uma faixa de interesse específica. O modelo de trilho ferroviário TR-30 foi estudado para determinar suas frequências naturais através de modelagens analíticas, numérico-computacionais e experimentais, caracterizando-o dinamicamente. Dois modelos de atenuadores foram desenvolvidos: o modelo Bloco, inteiramente em poliuretano, e o modelo Multibandas, com camadas intercaladas de PU e material metálico. Ambos os modelos demonstraram capacidade de modificar dinamicamente a estrutura, promovendo o deslocamento dos picos de frequência, principalmente nas regiões de interesse. Testes rigorosos validaram a eficácia dos atenuadores, com destaque para o modelo Bloco. Os resultados mostraram uma redução de vibração de até 9,74 dB e defasagem de frequência de até 22 Hz. Este trabalho avança o conhecimento sobre atenuação de vibrações em trilhos ferroviários, fornecendo soluções práticas e inovadoras para um transporte mais eficiente e sustentável.

**Palavras-chave:** Vibração, Interação roda-trilho, Atenuadores de vibração.

## ABSTRACT

This dissertation aimed to develop a detailed approach to the railway noise formation process and attenuation mechanisms. The processes involved during the wheel-rail interaction and the use of devices capable of attenuating a specific range of interest were identified and analyzed. The TR-30 railway track model was studied to determine its natural frequencies through analytical, numerical-computational and experimental modeling, characterizing it dynamically. Two models of attenuators were developed: the Block model, entirely made of polyurethane, and the Multiband model, with interspersed layers of PU and metallic material. Both models demonstrated the ability to dynamically modify the structure, promoting the displacement of frequency peaks, especially in the regions of interest. Rigorous tests validated the effectiveness of the attenuators, with emphasis on the Block model. The results showed a vibration reduction of up to 9.74 dB and a frequency shift of up to 22 Hz. This work advances knowledge about vibration attenuation on railway tracks, providing practical and innovative solutions for more efficient and sustainable transport.

**Keywords:** Vibration, Wheel-Rail Interaction, Vibration Attenuators.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Atenuador de ruído ferroviário instalado no trilho. ....	17
Figura 2 - Ruído ferroviário com interferência de velocidade .....	22
Figura 3 - Modelo geração de Ruído de Rolagem .....	23
Figura 4 – Arranjo de geração do ruído de rolagem.....	24
Figura 5 - Movimentação do truque ao realizar um curva .....	26
Figura 6 - Mecanismo de geração do ruído de impacto .....	27
Figura 7 - Perfil de trilho ferroviário modelo TR-30 .....	30
Figura 8 - Antes e depois do tratamento superficial no trilho .....	31
Figura 9 - Espectro audível humano .....	32
Figura 10 - Conversão de energia mecânica em acústica .....	33
Figura 11 - Formatos de Funções Resposta em Frequência .....	38
Figura 12 – Representação da receptância de uma FRF com escala linear	39
Figura 13 – Estrutura com um AMS conectado .....	41
Figura 14 - Comportamento estrutural com e sem aplicação de ADV (Absorvedor Dinâmico de Vibrações).....	42
Figura 15 – Atenuador Sintonizado Multibanda de tipo Cisalhante .....	44
Figura 16 - Modelo de Atenuador de Massa Sintonizada testado em laboratório pelo autores Csortos, Augusztinovicz e Kazinczy (2020).....	46
Figura 17 - Modelo de Atenuador de Massa Sintonizada testado em laboratório pelo autores Kuchak, Marinkovic e Zehn(2021).....	47
Figura 18 - Metodologia: Etapa 1.....	51
Figura 19 - Qualidade dos elementos de malha .....	54
Figura 20 - Trilho suspenso pelos pontos nodais.....	55
Figura 21 - Distribuição dos pontos a serem medidos no trilho.....	56
Figura 22 - Martelo de impactação utilizado na pesquisa .....	57
Figura 23 - Metodologia: Etapa 2.....	58
Figura 24 - Ensaio no material de Poliuretano para determinar as propriedades mecânicas a partir do ensaio de impactação .....	59
Figura 25 - Metodologia: Etapa 3.....	61
Figura 26 - Orientação dos eixos utilizado nesse trabalho.....	62
Figura 27 – Comportamento estrutural do 7º modo de vibração (88,64 Hz).66	



Figura 28 – Comportamento estrutural do 18° modo de vibração (1088,20 Hz)	66
.....	
Figura 29 – Comportamento estrutural do 24° modo de vibração (1802,20 Hz)	67
.....	
Figura 30 – FRF simulada obtida no Ponto 6.....	67
Figura 31 – FRF experimental obtida no Ponto 6 .....	69
Figura 32 – Comparativo entre dados de FRF simulado e experimental.....	70
Figura 33 – Secção transversal do atenuador bloco .....	74
Figura 34 - Secção transversal do atenuador multi-bandas.....	74
Figura 35 – FRF simulada: Trilho X Trilho com atenuador tipo bloco.....	75
Figura 36 – FRF simulada: Trilho x Trilho com atenuador tipo Bloco, ênfase na frequência de sintonização.....	76
Figura 37 – FRF experimental: Trilho x Trilho com atenuador tipo Bloco.....	77
Figura 38 - FRF experimental: Trilho x Trilho com atenuador tipo Bloco, ênfase na frequência de sintonização.....	77
Figura 39 – FRF simulada: Trilho x Trilho com atenuador tipo Multibanda ..	78
Figura 40 - FRF simulada: Trilho x Trilho com atenuador tipo Multibanda, ênfase na frequência de sintonização .....	79
Figura 41 – FRF experimental: Trilho x Trilho com atenuador tipo Multibanda .....	79
.....	
Figura 42 - FRF experimental: Trilho x Trilho com atenuador tipo Multibanda, ênfase na frequência de sintonização .....	80
Figura 43 - FRF's simuladas, ênfase na frequência de atenuação .....	81
Figura 44 – FRF's experimentais, ênfase na frequência de atenuação.....	82
Figura 45 - FRF trilho: dados simulados X experimentais.....	83
Figura 46 - FRF trilho com atenuador Bloco: dados simulados X experimentais .....	83
.....	
Figura 47 - FRF trilho com atenuador Multibanda: dados simulados X experimentais.....	83

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Instrumentos utilizados nas medições.....	50
Tabela 2 - Valores de $\beta_{nl}$ para vigas em condição Livre-livre .....	52
Tabela 3 - Propriedades mecânicas inseridas no <i>Software</i> .....	52
Tabela 4 - Qualidade dos elementos de malha.....	54
Tabela 5 – Parâmetros utilizados para realização do cálculo de frequências naturais através do método analítico.....	63
Tabela 6 - Frequências naturais obtidas pelo método analítico .....	64
Tabela 7 – Frequências Naturais obtidas pelo método simulado .....	65
Tabela 8 – Comparação ente a obtenção dos dados de Frequência Natural de forma analítica e simulada .....	69
Tabela 9 - Valores obtidos experimentalmente do corpo de prova em PU...71	
Tabela 10 - Dados de atenuação: FRF simulada atenuador Bloco .....	76
Tabela 11 - Dados de atenuação: FRF experimental atenuador Bloco .....	78
Tabela 12 - - Dados de atenuação: FRF simulada atenuador Multibanda ...	79
Tabela 13 - Dados de atenuação: FRF experimental atenuador Multibanda	80
Tabela 14 - Dados de atenuação.....	84

## LISTA DE SÍMBOLOS

- $F_0$  – Força externa aplicada a um sistema [N]  
 $I_0$  – Momento de inércia [m<sup>4</sup>]  
 $NPS_{Referência}$  – NPS de referência [dB(A)]  
 $NPS_{Squeal}$  – NPS do ruído de squeal [dB(A)]  
 $NPS_{Trilho}$  – Nível de Pressão Sonora emitido pelo trilho [dB]  
 $NPS_{impacto}$  – NPS de pico ruído de impacto [dB(A)]  
 $P_{ref}$  – Pressão de referência [Pa]  
 $V_{Referência}$  – Velocidade de referência da composição [m/s]  
 $W_F$  – Largura do patim do trilho [m]  
 $W_H$  – Largura do boleto do trilho [m]  
 $X_1$  – Deslocamento do sistema principal [m]  
 $X_2$  – Deslocamento do sistema secundário [m]  
 $Z_R$  – Impedância mecânica do trilho [Ns/m]  
 $Z_W$  – Impedância mecânica da roda [Ns/m]  
 $c_2$  – Coeficiente de amortecimento do sistema secundário [N\*s/m]  
 $k_1$  – Rigidez do sistema principal [N/m]  
 $k_2$  – Rigidez do sistema secundário [N/m]  
 $m_1$  – Massa do sistema principal [Kg]  
 $m_2$  – Massa do sistema secundário [Kg]  
 $\rho_{ar}$  – Densidade do ar [Kg/m<sup>3</sup>]  
 $\sigma_R$  – Eficiência de irradiação do trilho  
 $\sigma_W$  – Eficiência de irradiação da roda  
 $\sigma_W$  – Eficiência de irradiação da roda  
 $A$  – Área de irradiação da roda [m<sup>2</sup>]  
 $E$  – Módulo de elasticidade do material [Pa]  
 $G$  – Módulo de cisalhamento [Pa]  
 $L$  – Distância entre eixos do truque [m]  
 $R$  – Raio da curva [m]  
 $V$  – Velocidade do trem [m/s]

$V$  – Volume do objeto [ $m^3$ ]

$a$  - Raio da roda [m]

$c$  – Velocidade da onda sonora no ar [m/s]

$d$  – Distância do observador ao trilho [m]

$d$  - Distância entre trilho e observador em direção perpendicular à via [m]

$j$  – Momento de torção [ $m^4$ ]

$k$  - Número de onda [ $1/m$ ]

$l$  - Distância entre trilho e observador em direção paralela à via [m]

$l$  – Comprimento total da barra [m]

$\rho$  – Densidade do material [ $Kg/m^3$ ]

$\omega$  – Frequência angular [rad/s]

$\phi m R(k) \Delta k$  - Espectro do número de onda da rugosidade [dB]

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AMS – Atenuador de Massa Sintonizada

ASTM – *American Society for Testing and Materials*

DNIT – Departamento Nacional de Infraestrutura de Transportes

EPDM – *Ethylene Propylene Diene Methylene*

FEM – *Finite Element Method*

FRF – Função Resposta em Frequência

MEF – Método dos Elementos Finitos

NPS – Nível de Pressão Sonora

OMS – Organização Mundial da Saúde

PU – *Polyurethane*

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	<b>16</b>
1.1	OBJETIVO .....	19
1.1.1	<b>Objetivo Geral</b> .....	<b>19</b>
1.1.2	<b>Objetivos Específicos</b> .....	<b>19</b>
1.2	ESTRUTURA DO TEXTO .....	20
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	<b>21</b>
2.1	RUÍDO FERROVIÁRIO .....	21
2.1.1	<b>Conceito</b> .....	<b>21</b>
2.1.2	<b>Mecanismos de ruído</b> .....	<b>22</b>
2.1.2.1	<i>Ruído de Rolagem</i> .....	23
2.1.2.2	<i>Ruído em curva</i> .....	25
2.1.2.3	<i>Ruído de Impacto</i> .....	27
2.2	TRILHO FERROVIÁRIO .....	28
2.2.1	<b>Características do trilho</b> .....	<b>28</b>
2.2.2	<b>Caracterização dinâmica</b> .....	<b>31</b>
2.3	CONVERSÃO DE VIBRAÇÃO MECÂNICA EM ACÚSTICA .....	32
2.4	ANÁLISE MODAL .....	33
2.4.1	<b>Conceito</b> .....	<b>33</b>
2.4.2	<b>Modos de vibração</b> .....	<b>34</b>
2.4.3	<b>Tipos de Modos de Vibração</b> .....	<b>35</b>
2.4.4	<b>Função de Resposta em Frequência (FRF)</b> .....	<b>35</b>
2.4.5	<b>Tipos de FRF</b> .....	<b>37</b>
2.5	CONTROLE PASSIVO DE VIBRAÇÕES .....	39
2.5.1	<b>Conceito</b> .....	<b>39</b>
2.5.2	<b>Amortecedores de Massa Sintonizada</b> .....	<b>40</b>
2.6	ESTADO DA ARTE DE MODELOS E APLICAÇÕES AMS FOCADOS EM SISTEMAS FERROVIÁRIOS .....	43
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA</b> .....	<b>49</b>
3.1	ETAPA 1 .....	50
3.2	ETAPA 2 .....	57
3.3	ETAPA 3 .....	60
<b>4</b>	<b>RESULTADOS</b> .....	<b>63</b>

4.1	CARACTERIZAÇÃO DINÂMICA DO TRILHO.....	63
4.1.1	<b>Modelagem Analítica .....</b>	<b>63</b>
4.1.2	<b>Simulação Numérica.....</b>	<b>64</b>
4.1.3	<b>Modelagem experimental .....</b>	<b>68</b>
4.1.4	<b>Comparação de resultados .....</b>	<b>69</b>
4.2.1	<b>Obtenção das propriedades mecânicas.....</b>	<b>71</b>
4.2.2	<b>Concepção dos modelos.....</b>	<b>72</b>
4.2.2.1	<i>Atenuador modelo Bloco.....</i>	<i>73</i>
4.2.2.2	<i>Atenuador modelo Multi-banda .....</i>	<i>74</i>
4.3.1	<b>Trilho + Atenuador Bloco .....</b>	<b>75</b>
4.3.1.1	<i>Simulação .....</i>	<i>75</i>
4.3.1.2	<i>Experimental.....</i>	<i>76</i>
4.3.2	<b>Trilho + Atenuador Multibanda .....</b>	<b>78</b>
4.3.2.1	<i>Simulado.....</i>	<i>78</i>
4.3.2.2	<i>Experimental .....</i>	<i>79</i>
4.4	<b>Comparativo entre atenuadores .....</b>	<b>80</b>
4.4.1	<b>Dados Simulados.....</b>	<b>80</b>
4.4.2	<b>Dados Experimentais.....</b>	<b>81</b>
4.5	<b>Comparativo entre métodos.....</b>	<b>82</b>
5	<b>CONCLUSÃO.....</b>	<b>85</b>
6	<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>87</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Desde sua origem, o transporte de carga e de passageiros tem sido reconhecido como um componente vital na infraestrutura econômica, facilitando a movimentação eficiente de grandes volumes com eficiência. No contexto da Revolução Industrial, que emergiu aproximadamente no século XIX, as demandas logísticas crescentes impulsionaram o desenvolvimento e a expansão das redes ferroviárias, particularmente na Europa e na América do Norte, resultando em milhares de quilômetros de novas linhas.

Embora o sistema de transporte ferroviário seja reconhecido por sua eficiência e pela adoção de tecnologias sustentáveis, ele acarreta em impactos como a poluição sonora advinda de diversas fontes, como o ruído de curva, ruído de impacto, ruído de locomotiva, ruído de rolagem, entre outros. Esta emissão sonora excessiva pode ocasionar danos significativos ao meio ambiente através de perturbações no ecossistema à sua volta e à qualidade de vida das populações vizinhas, tais como: fadiga física e mental, quadros de depressão, distúrbios do sono, perda auditiva, entre outros.

Segundo Nunes e Sattler (2004) a exposição a níveis de pressão sonora de até 50 dB(A) são consideradas toleráveis pelo organismo humano, não causando danos significativos. Da mesma forma, a Organização Mundial de Saúde (OMS) classifica como prejudicial exposições acima desse limiar. Já Who (2003) relata que a exposição acima de 55 dB(A), o estresse auditivo se manifesta, enquanto que em torno de 65 dB(A), ocorre um desequilíbrio bioquímico com aumento das taxas hormonais vinculadas ao estresse. A exposição prolongada a níveis elevados ruído pode acarretar perturbações na saúde mental, interferindo no sono e no bem-estar público, especialmente quando os níveis ultrapassam os limites toleráveis pela fisiologia auditiva humana.

O aumento do ruído sonoro proveniente do sistema ferroviário, especialmente devido à expansão urbana ao redor das ferrovias, tem suscitado significativos conflitos entre as comunidades locais e as empresas operadoras destes sistemas (Zajarkiewicz, 2010). Nesse sentido, as normativas ambientais brasileiras estabelecem a obrigatoriedade de monitoramento contínuo das emissões sonoras por parte das concessionárias ferroviárias.

Segundo Santos et al. (2023), as estratégias de mitigação do ruído ferroviário envolvem intervenções tanto na fonte de geração de vibração quanto na trajetória do



ruído até os ouvidos humanos, além de medidas direcionadas ao receptor das ondas de vibração. As iniciativas de mitigação do ruído compreendem um conjunto de ações de manutenção da via, visando reduzir de forma significativa os efeitos de vibração e a emissão de ruído.

Na maioria dos cenários, a resolução dos desafios associados à poluição sonora originada pelo tráfego ferroviário se mostra uma empreitada complexa e dispendiosa, com diversas alternativas frequentemente consideradas inviáveis economicamente. Uma abordagem adotada em ferrovias na Europa consiste na implementação de dispositivos atenuadores instalados nos trilhos e rodas ferroviárias (Soares, 2015). Estes dispositivos são incorporados à estrutura com o propósito primordial de dissipar a energia mecânica do sistema, atuando diretamente na fonte geradora do ruído. A Figura 1 exemplifica um dos modelos disponíveis no mercado, que promete reduzir os níveis de ruído sonoro quando aplicado diretamente na fonte, como é o caso específico do trilho ferroviário.

Figura 1 - Atenuador de ruído ferroviário instalado no trilho.



Fonte: PROJEX (2024).

A fim de compreender os mecanismos de geração do ruído e propor estratégias para sua redução, é essencial investigar a dinâmica subjacente a esse fenômeno. A literatura técnica já abrange modelos e métodos capazes de prever o comportamento dinâmico-estrutural desses sistemas, fornecendo subsídios para o desenvolvimento das abordagens mais eficientes.

O emprego de métodos numéricos confere a capacidade de, mediante o conhecimento antecipado das equações que delineiam o fenômeno em estudo, especificar as variáveis de entrada e extrair os resultados desejados, antecipando, assim, o desfecho de uma situação particular. Braz (2020), em seu estudo, conduz a análise do ruído produzido por ferrovias empregadas no transporte de cargas no Brasil, por meio de modelos analíticos concebidos para prever os níveis de ruído gerados por esse sistema.

A Metodologia dos Elementos Finitos (MEF), também conhecida como *Finite Element Method* (FEM), apresenta uma abordagem distinta em relação aos métodos analíticos. Ela oferece a capacidade de abordar problemas não lineares por meio da discretização geométrica, possibilitando a análise do comportamento dinâmico de estruturas sujeitas a forças externas. Dessa maneira, a metodologia viabiliza a determinação das frequências naturais do sistema e a avaliação de seu comportamento estrutural sob diversas condições.

Neste contexto, o desenvolvimento deste trabalho tem como objetivo analisar os efeitos dinâmicos de um trilho ferroviário, a partir da modelagem numérico-computacional desenvolvida no programa ANSYS® permitindo o comparativo entre dados obtidos de forma simulada e experimental e conseqüentemente validando a modelagem realizada no corpo. Em seguida, compreendendo os efeitos dinâmicos que a estrutura sofre ao ser excitada e os resultados em forma de ruídos gerados, será possível o desenvolvimento de dois projetos de atenuadores de massa sintonizada capazes de atenuar os efeitos dinâmicos resultantes em determinadas faixas de frequência com o intuito de criar dois modelos de mecanismos para a redução do ruído de rolagem em ferrovias.

## 1.1 OBJETIVO

### 1.1.1 Objetivo Geral

A presente pesquisa teve como objetivo principal desenvolver e validar dois modelos de atenuador de massa sintonizada (AMS) a serem aplicados em trilhos ferroviários.

Este projeto será conduzido em três fases principais: modelagem dinâmica do trilho utilizado, onde será realizado a modelagem da estrutura sob as formas: analítica, experimental e simulada; posteriormente a etapa consiste em desenvolver dois modelos de AMS's a serem aplicados em trilhos ferroviários e por fim a caracterização dinâmica estrutural do trilho pós inserção dos atenuadores para avaliar a os efeitos gerados sob os métodos experimentais e simulados.

### 1.1.2 Objetivos Específicos

- Realizar pesquisa bibliográfica correlata com a temática estudada, com enfoque na definição de ruídos ferroviários, como estes são gerados e atenuadores de massa sintonizada para mitigação do ruído;
- Identificar os processos envolvidos durante a interação roda trilho e faixa de interesse a ser atenuada;
- Realizar a obtenção de frequências naturais do sistema a partir de modelos simulados numérico computacionais e analíticos, comparando a proximidade entre estes;
- Obter a caracterização dinâmica estrutural através de modelagens simuladas e experimentais, validando a utilização da simulação
- Realizar estudos para o dimensionamento de atenuadores aplicados à linha férrea;
- Propor dois modelos de atenuadores capazes de reduzir a vibração de sistema ferroviário na faixa de interesse;
- Validar a modelagem numérica-computacional através do comparativo com os dados experimentais.

## 1.2 ESTRUTURA DO TEXTO

Este trabalho é dividido em cinco capítulos, iniciando com esta introdução. No Capítulo 2, são apresentadas algumas definições de ruído ferroviário e seus tipos, com o objetivo de auxiliar e facilitar a compreensão deste estudo. Além disso, traz uma revisão de literatura que aborda a conversão de vibração mecânica em acústica, a análise modal e o controle passivo de vibrações, com enfoque em Atenuadores de Massa Sintonizada (AMS). O capítulo contém, ainda, o estado da arte de modelos e aplicações de AMS focados em sistemas ferroviários.

Em seguida, o Capítulo 3 descreve a metodologia aplicada para as análises propostas nesta pesquisa.

No Capítulo 4, são apresentados e discutidos os resultados obtidos a partir da aplicação dos modelos analíticos estudados.

No Capítulo 5 são feitas as considerações finais sobre a aplicação dos modelos analíticos investigados, os resultados da aplicação e a validação experimental destes.

## **2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

Para realização do estudo sobre a emissão de ruído em sistemas ferroviários é preciso inicialmente identificar suas fontes, bem como entender os mecanismos de geração e as características principais de cada tipo de ruído, assim viabilizando o processo para geração de modelo proposto a ser validado. Neste capítulo, inicialmente, serão abordados conceitos fundamentais sobre ruído ferroviário de forma a facilitar o entendimento do trabalho.

### **2.1 RUÍDO FERROVIÁRIO**

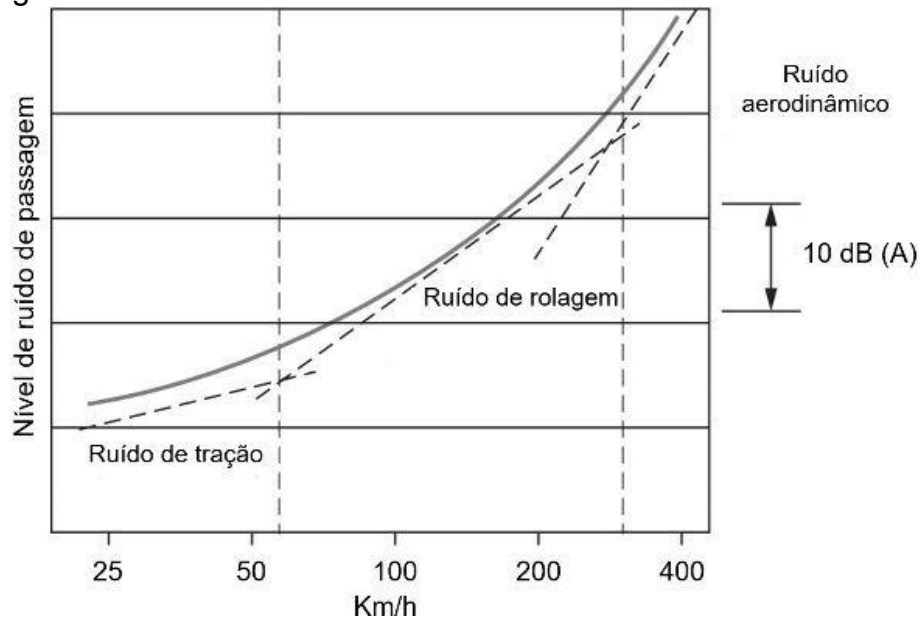
#### **2.1.1 Conceito**

O sistema de transporte ferroviário tem grande importância no desenvolvimento de um país, devido a qualidades intrínsecas como o grande escoamento de produção e baixa necessidade de manutenção das linhas quando comparados aos sistemas rodoviários. Entretanto, este sistema é alvo de críticas devido a poluição sonora gerada em áreas urbanas (Kohler; Specht; Bronzati, 2012). Com o objetivo de mitigar o ruído ferroviário, torna-se necessário compreender como este é gerado e quais alternativas são possíveis para tratar o mesmo.

Segundo o Departamento Nacional de Infraestrutura de Transportes (DNIT) (2016), a poluição sonora gerada a partir do transporte ferroviário é decorrente das seguintes fontes: motor que fornece tração à locomotiva, interação devido ao contato trilho e roda, acionamento de alerta por meio da buzina e em alguns casos o aviso sonoro devido a cancela em passagens de níveis. Desta forma, a população brasileira está submetida a estas fontes de ruído gerados pelos transportes ferroviários.

Segundo Licitra et al. (2016), a categorização do fenômeno acústico oriundo do sistema de transporte ferroviário pode ser derivada de múltiplas origens, incluindo, mas não se limitando a: ruído de tração, ruído de rolagem e ruído aerodinâmico, conforme Figura 2 o autor correlaciona o ruído com sua respectiva fonte e o efeito da variação de velocidade. Conforme enfatizado por Thompson (2008), o ruído gerado pelo contato entre a roda e o trilho é preponderante em uma gama diversificada de velocidades.

Figura 2 - Ruído ferroviário com interferência de velocidade



O fenômeno acústico associado ao sistema ferroviário é caracterizado por uma complexa interação de variáveis, incluindo características do veículo, perfil do trilho, velocidade de deslocamento e frequência, conforme destacado por Pieren et al. (2017). No contexto das condições ferroviárias brasileiras, em virtude das velocidades típicas dos trens, ressalta-se a preeminência da contribuição do ruído de rolagem, conforme sublinhado pelos autores Licitra et al. (2016). Para velocidades inferiores a 300 km/h, o referido fenômeno manifesta-se de forma proeminente, sendo sua origem atribuída às irregularidades presentes na interface entre a roda e o trilho.

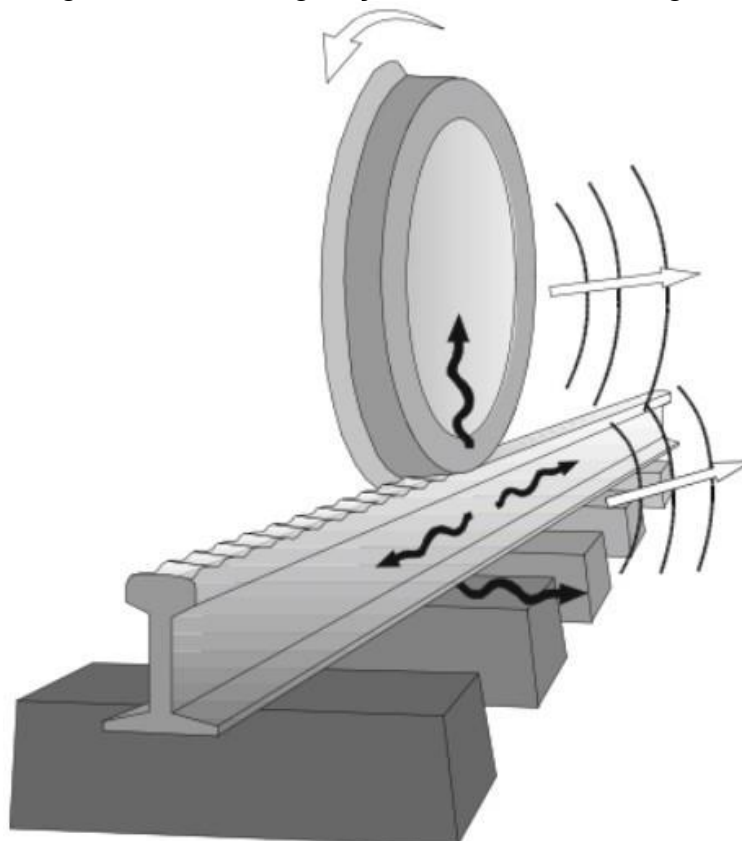
### 2.1.2 Mecanismos de ruído

O estudo do ruído decorrente da interação entre a roda e o trilho tem sido objeto de investigações contínuas ao longo dos anos, devido à sua significativa contribuição para a geração de ruído neste sistema. Conforme observado por Remington (1987), o ruído resultante dessa interação pode ser categorizado em três modalidades distintas: ruído de rolagem, ruído em curva e ruído de impacto. Com o intuito de fornecer uma compreensão mais aprofundada desses fenômenos, os mesmos serão abordados detalhadamente nos segmentos subsequentes.

### 2.1.2.1 *Ruído de Rolagem*

Denominado tecnicamente como Ruído de Rolamento, este fenômeno constitui a principal fonte de ruído em sistemas ferroviários, conforme destacado por Licitra (2012). O ruído de rolagem é reconhecido como o mais significativo, resultante das vibrações induzidas nas rodas e trilhos devido às forças dinâmicas verticais. Estas forças são originadas por irregularidades superficiais, também conhecidas como rugosidades, presentes na interface roda-trilho. A Figura 3 esquematiza de maneira elucidativa a interação mencionada.

Figura 3 - Modelo geração de Ruído de Rolagem



Fonte: Vedrami e Paul (2009); Adaptado de Thompson (2008).

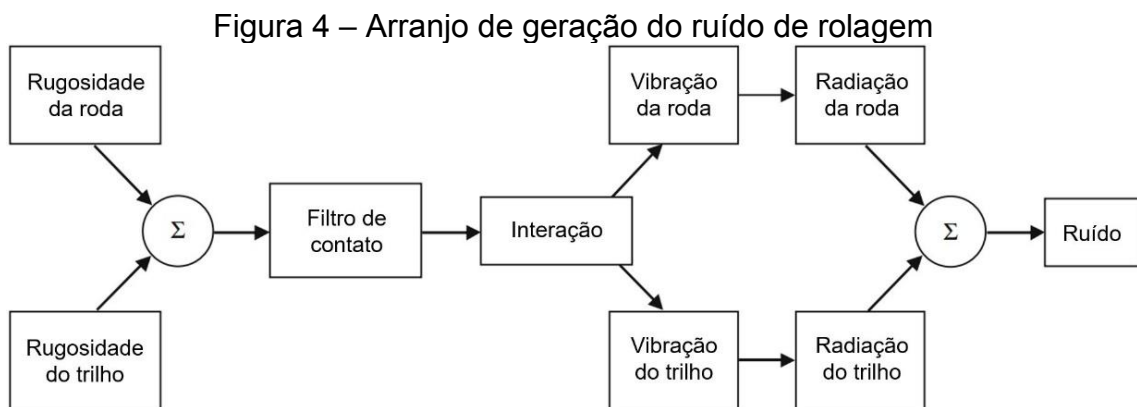
Thompson (2008) afirma que as rugosidades da roda e do trilho quando em contato promovem o movimento entre si, gerando o ruído de rolagem. Os níveis deste ruído aumentam à medida que ocorre o aumento de velocidade do trem, podendo aumentar de 8 à 10 dB(A) com a duplicação de velocidade.

Na Figura 4 pode ser observado o arranjo de geração de ruído de rolagem, que se baseia em uma modelagem proposta inicialmente por Remington (1987). O autor

descreve que a rugosidade do trilho e da roda devem ser obtidos por meio de medições, uma vez que não é possível prever com exatidão estas condições.

Braz (2020) demonstrou por meio da análise da fórmula de frequência ( $f$ ) que há uma dependência da velocidade do trem e do comprimento de onda da rugosidade, e esta é a causadora da impossibilidade em prever com exatidão as condições apresentadas por Remington (1987).

Seabra (2003) ressalta que a redução da rugosidade ocorre por meio da aplicação de um filtro de contato, que retém apenas os componentes cujos comprimentos de onda estão dentro da ordem de grandeza das dimensões da área de contato. Essa interação está diretamente associada ao modelo de Tensão de Contato Hertziano. Tal modelo descreve a distribuição de tensão entre duas peças em contato, em que, geralmente, a excitação do contato não exerce um grande impacto nos componentes e pode ser negligenciada devido à alta rigidez. No entanto, em certos casos, dependendo da geometria e/ou dos esforços aplicados, a excitação do contato pode provocar danos significativos, resultando em falha mecânica (Seabra, 2003).



Fonte: Adaptado de Thompson (2008).

A predição do ruído de rolagem pode ser realizada por meio do modelo analítico desenvolvido pelos autores Remington, Rud e Vér (1975), no qual é possível quantificar o Nível de Pressão Sonora (NPS) emitido em função da rugosidade das superfícies de contato entre trilhos e rodas, das propriedades dinâmicas desses elementos e da posição do receptor em relação ao trem. As equações (1) e (2) representam o espectro de NPS gerado por uma composição ferroviária, considerando as contribuições individuais do trilho e da roda em cada banda de frequência.



$$NPS_{Trilho}(\omega) = 10 \log_{10} \sigma_R + 10 \log_{10} \left( \frac{W_H + W_F}{\pi d} \right) + 10 \log_{10} \left| \frac{Z_W}{Z_W + Z_R} \right|^2 + 10 \log_{10} \left[ \left( \frac{\rho_{ar} c \omega}{P_{ref}} \right)^2 \phi m R(k) \Delta k |H_{cp}(k)|^2 \right] + 10 \log_{10} G(\eta d, \eta l) \quad (1)$$

$$NPS_{roda}(\omega) = 10 \log_{10} \sigma_W + 10 \log_{10} \left( \frac{a^2}{2d^2} \right) + 10 \log_{10} \left| \frac{Z_R}{Z_W + Z_R} \right|^2 + 10 \log_{10} \left[ \left( \frac{\rho_{ar} c \omega}{P_{ref}} \right)^2 \phi m R(k) \Delta k |H_{cp}(k)|^2 \right] \quad (2)$$

onde,  $\omega$  representa a frequência angular central da banda. Os parâmetros  $\sigma_R$  e  $\sigma_W$  referem-se à eficiência acústica do trilho e da roda, respectivamente.  $W_F$  e  $W_H$  representam os valores de largura do patim e do boleto do trilho, o raio da roda é indicado por  $a$  e  $d$  representa a distância do observador ao trilho. Os termos  $Z_W$  e  $Z_R$  representam respectivamente os valores de impedância do trilho e da roda. O termo  $\rho_{ar}$  representa a densidade do ar,  $c$  a velocidade do som no ar e  $P_{ref}$  a pressão sonora de referência.  $\phi m R(k) \Delta k$  representa o espectro do número de onda da rugosidade, sendo  $k$  o número de onda. O filtro da área de contato em função do número de onda é representado por  $H_{cp}(k)$  e a função que determina o decaimento do ruído a uma distância  $d$  perpendicular à via e outra  $l$  ao longo dos trilhos é representado por  $G(\eta d, \eta l)$ .

### 2.1.2.2 Ruído em curva

Conhecido como *Squeal Noise*, o ruído em curva está associado a interação entra roda-trilho, podendo ser originado pelo deslizamento lateral da roda ou devido ao contato do friso da roda com o trilho durante a curva (Thompson, 2008). Segundo Anderson et al. (2008), este ruído caracteriza-se como um ruído estridente de alta intensidade e frequência, sendo mais alto que o ruído normal de rolagem.

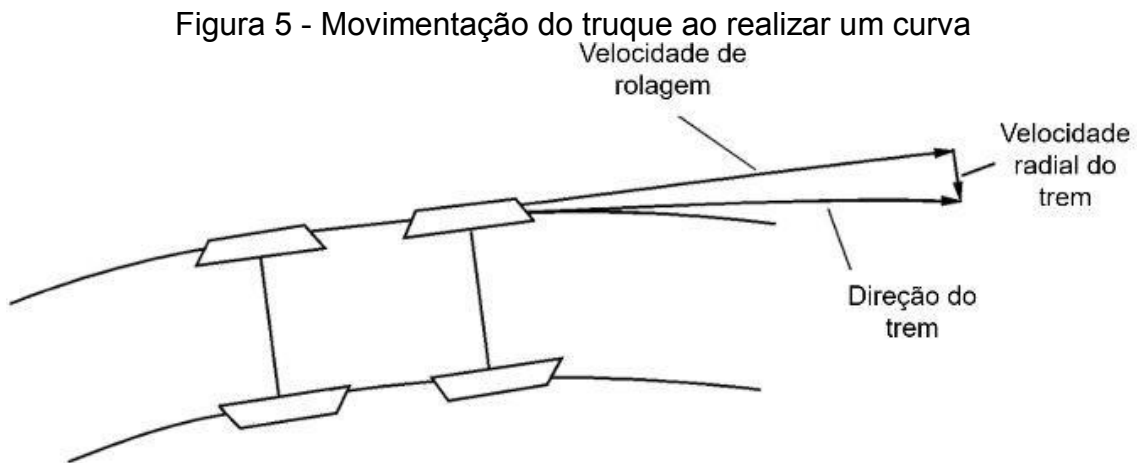
Comumente este ruído é significativamente mais alto que o ruído normal de rolagem (30dBA ou mais), segundo Meehan e Liu (2018) ele costuma ocorrer em frequências nas quais a audição humana tem maior sensibilidade, sendo bastante incômodo para populações vizinhas à ferrovia.

É descrito como um fenômeno aleatório, cuja frequência é difícil de ser prevista (Hanson et al, 2014), entretanto sabe-se que este está associado ao raio da curvas e possui maior incidência em curvas mais acentuadas, com raios inferiores a 200m (Thompson, 2008) e não ocorre em curvas de raio superior a 500m (Eadie,

Santoro e Kalousek, 2005). Para Rudd (1976), quando o trem percorre uma curva aberta, o formato cônico da roda tende a compensar a diferença na velocidade da roda externa e interna do mesmo eixo, porém em curvas fechadas a roda é submetida à um torque que tende a fazê-la deslizar sob o trilho.

Diversos estudiosos fazem distinções entre os tipos de ruído em curvas com base em suas características específicas. O ruído de friso, também conhecido como "*flanging noise*", é caracterizado por uma ampla faixa de frequência e surge devido às altas forças laterais e ao contato resultante entre o friso da roda e o boleto do trilho durante a circulação da composição em trechos de curva (Anderson et al., 2008; Jiang, Hanson e Dowdell, 2015). Por outro lado, o ruído de "*squeal*" é gerado pela excitação dos rodeiros devido às forças de atrito seco provocadas pelo deslizamento lateral das rodas sobre o boleto do trilho (Heckl e Abrahams, 2000).

Segundo Rudd (1976), outro mecanismo capaz de gerar o ruído em curva é o *wheel crabbing* ("velocidade de *crabbing*" ou "velocidade radial do trem") que ocorre quando dois eixos pertencentes a um truque percorrem uma curva. Neste caso, ambos os eixos têm velocidade radial e tangencial,consequentemente o eixo dianteiro tende a sair da curva e o eixo traseiro a entrar na curva.



Fonte: Adaptado de Heckl e Abrahams (2000).

Conforme observado na Figura 5, no momento da curva uma velocidade radial é produzida entre a roda e o trilho, a velocidade relativa entre a velocidade radial e a velocidade de rolagem é chamada de *creepage*, provocando uma força de atrito que atua contra a direção do movimento relativo produzindo o ruído (Thompson, 2008). Além disso, o eixo dianteiro ao tentar rolar para frente é impossibilitado devido o contato do friso da roda com o trilho. A combinação do contato do friso com o movimento lateral gera o *squeal noise* (Rudd, 1976).

Rudd, no ano de 1979, por meio de uma modelagem analítica, permitiu a previsão do ruído gerado em curvas. No modelo proposto pelo autor, é estabelecido que o cálculo do Nível de Pressão Sonora (NPS) do "squeal" gerado por uma única roda a uma distância de 15,24 metros é representado pela equação (3).

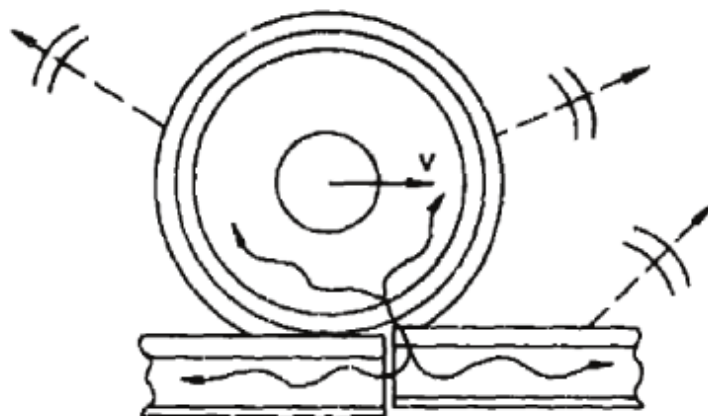
$$NPS_{squeal} = 10 \log_{10}(\sigma_W AV^2) + 10 \log_{10} \left[ \frac{\left( \frac{L-1}{R-100L} \right)}{\left( \frac{3}{100} \frac{L}{R} \right)} \right] + 93 \quad (3)$$

Pela expressão fornecida, observa-se que a amplitude do ruído está relacionada à eficiência de irradiação da roda ( $\sigma_W$ ), à sua área de irradiação ( $A$ ) determinada pelo raio ( $a$ ), à velocidade da composição ( $V$ ), à distância entre os eixos do truque ( $L$ ) e ao raio da curva ( $R$ ). É importante ressaltar que a aplicação desta equação é válida para curvas com um raio que esteja entre 30 vezes e 100 vezes a distância entre os eixos do truque ( $30L < R < 100L$ ).

### 2.1.2.3 Ruído de Impacto

Este ruído apresenta o seu mecanismo excitador semelhante ao ruído de rolagem, devido à presença de uma descontinuidade vertical na superfície de rolagem causando vibração na estrutura e a conseqüente radiação de ruído, a Figura 6 ilustra o mecanismo de geração de ruído de impacto descrito. A descontinuidade presente pode estar relacionada à junção entre os trilhos, defeitos na superfície, presença de soldas ou passagens de níveis. Segundo Thompson (2008), este tipo de descontinuidade vertical difere da rolagem devido a não linearidade na área de contato roda-trilho.

Figura 6 - Mecanismo de geração do ruído de impacto



Fonte: Remington, Rudd e Vér (1975).

Os autores Wu e Thompson afirmam que o ruído de impacto devido as juntas ferroviárias está associado a largura do vão ou a diferença de altura entre os trilhos (Wu; Thompson, 2002). Mediante um modelo teórico, os autores constataram que o impacto causado no contato roda-trilho estão relacionados a velocidade do trem, geometria da junta e a carga estática do trem. Nielsen e Johansson (2000) relataram que o ruído de impacto usualmente está associado ao ruído de rolagem e deve ser identificado, a fim de reduzir os custos de reparo e atender a legislação.

Wu e Thompson (2002) propuseram um modelo numérico para prever a ocorrência do defeito de impacto, o desenvolvimento deste modelo foi formulado a partir do estudo de ruído gerado por rodas planas. O estudo prevê a relação do ruído de impacto com a carga da roda, em que ocorre um aumento de 3 dB(A) quando ocorre a duplicação da carga da roda.

O estudo desenvolvido por Cordier et al. (2006) por meio da realização de testes em campo possibilitou analisar a contribuição sonora de defeitos em rodas ferroviárias. Dispondo de diferentes defeitos os autores analisaram as dimensões dos defeitos presentes nas rodas, constatando que o ruído de impacto é proporcionalmente elevado com o aumento do tamanho do defeito.

Thompson (2009) descreve o procedimento para calcular o Nível de Pressão Sonora (NPS) de impacto. Na equação (4), a previsão do NPS de pico do ruído de impacto ( $NPS_{impacto}$ ), pode ser obtida através da velocidade de registro da passagem do trem ( $V_{Referência}$ ), velocidade da composição ( $V$ ) e o NPS de impacto correspondente ( $NPS_{Referência}$ ).

$$NPS_{impacto} = NPS_{Referência} + N \log \frac{V}{V_{Referência}} \quad (4)$$

## 2.2 TRILHO FERROVIÁRIO

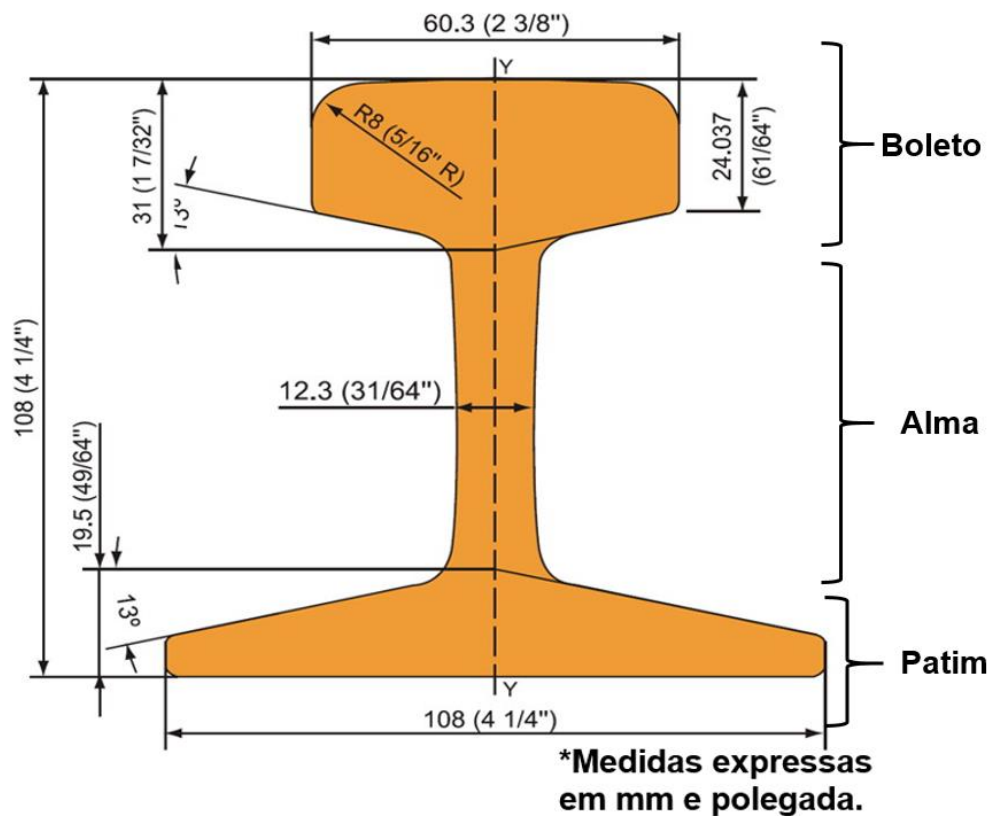
### 2.2.1 Características do trilho

Com o objetivo de analisar em profundidade a origem dos ruídos associados ao transporte ferroviário, notadamente aqueles derivados do fenômeno conhecido como ruído de rolagem, tornou-se imprescindível investigar as interações dinâmicas que ocorrem no trilho. Este estudo se faz necessário devido à relevância do ruído de rolagem na composição do ruído ferroviário total, sendo crucial compreender como as forças dinâmicas atuam sobre o trilho e influenciam na propagação do ruído.

A heterogeneidade dos trilhos ferroviários manifesta-se através da vasta diversidade de medidas geométricas presentes em sua estrutura. Cada variação é concebida e fabricada com ajustes específicos em suas dimensões, exercendo influência direta sobre suas propriedades mecânicas e performance operacional. Estruturalmente, um trilho é segmentado em três partes fundamentais: o boleto, a alma e o patim (Figura 7). O boleto, posicionado na porção superior do trilho, exerce controle sobre a distribuição de cargas e a resistência à abrasão, almejando mitigar o desgaste e otimizar a estabilidade dos veículos sobre os trilhos. A alma, centralizada na estrutura, provê robustez estrutural e estabilidade dimensional, influenciando a capacidade de suporte do trilho às cargas verticais e laterais, bem como sua habilidade de amortecer impactos e vibrações. Enquanto isso, o patim, localizado na base, assegura uma fixação adequada e o alinhamento preciso dos trilhos, garantindo a integridade da via e a segurança operacional. Assim sendo, a diversidade na geometria dos trilhos ferroviários permite a adaptação de suas propriedades mecânicas às exigências específicas de cada aplicação, resultando em uma melhoria significativa da eficiência, segurança e durabilidade do sistema ferroviário.

A categorização comercial dos trilhos ferroviários é baseada nos parâmetros de peso e comprimento das unidades. Consequentemente, a nomenclatura é estabelecida por meio da combinação da sigla TR com o valor do peso por metro. Por exemplo, um trilho identificado como TR 30 indica que cada metro da unidade ferroviária possui uma massa de 30 quilogramas. A Figura 7 apresenta as dimensões do perfil do trilho modelo TR-30 expressando as medidas em milímetros e em polegada.

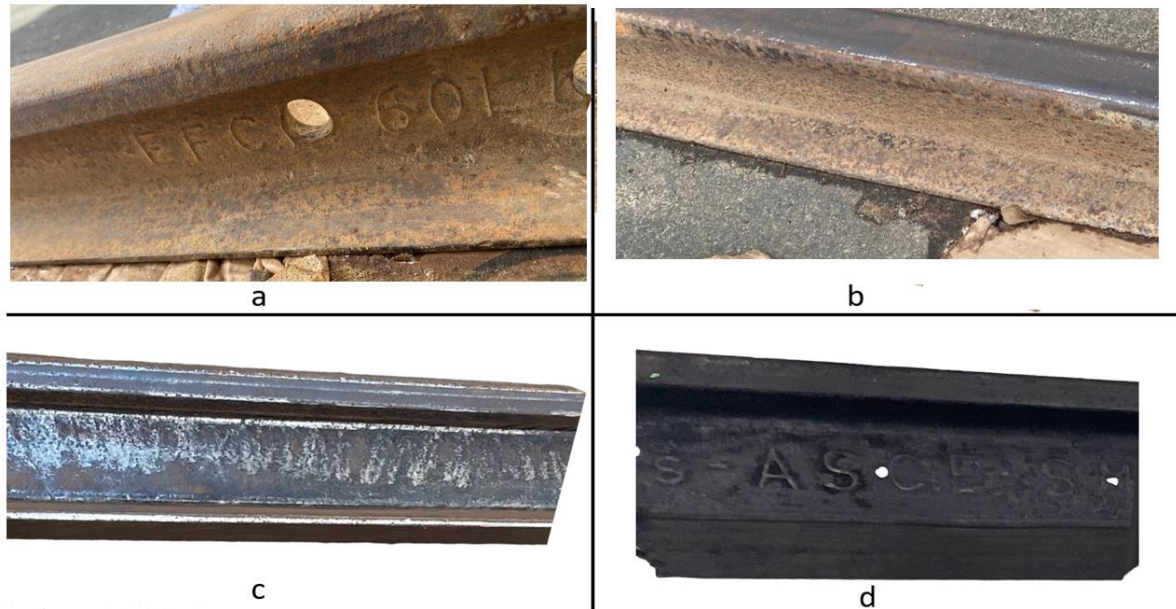
Figura 7 - Perfil de trilho ferroviário modelo TR-30



Fonte: Adaptado (RailwayRail, [2015?]).

Dado o foco desta pesquisa na análise de um trilho ferroviário do modelo TR 30, foi essencial adquirir uma peça representativa deste modelo para viabilizar a coleta de dados experimentais. Com o intuito de assegurar uma superfície linear mais precisa, uma aplicação adequada de sensores e a linearidade durante a impactação, tornou-se imperativo empregar um tratamento superficial leve, envolvendo o processo de desbaste e a aplicação de um removedor de ferrugem fosfatizante no trilho, conforme demonstrado na Figura 8.

Figura 8 - Antes e depois do tratamento superficial no trilho



Fonte: Autor (2024).

### 2.2.2 Caracterização dinâmica

A necessidade de realizar uma caracterização dinâmica de uma estrutura está diretamente ligada à compreensão do comportamento do corpo diante de excitações externas. Nesse contexto, é crucial compreender como o trilho reage quando sujeito à passagem de trens, gerando vibrações na estrutura e, conseqüentemente, ressoando na forma de som. Assim sendo, a compreensão das características dinâmicas do trilho assume importância fundamental para a avaliação do material em estudo, bem como para a proposição posterior de dispositivos destinados a mitigar comportamentos específicos, conforme a principal função de um atenuador.

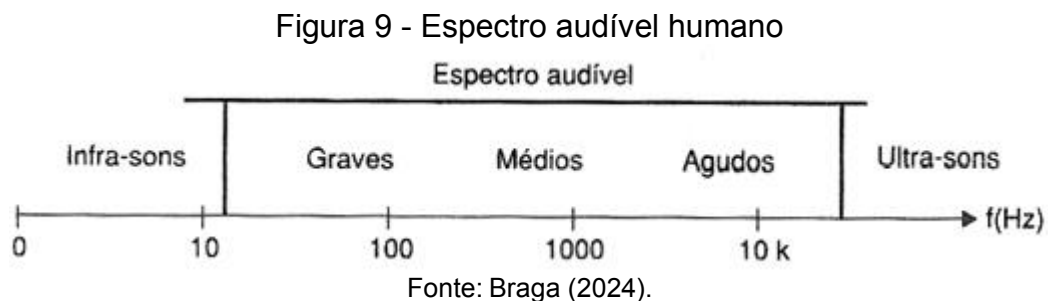
O desenvolvimento da caracterização dinâmica pode dar-se por três formas distintas:

- Analítica: que a partir de modelagens matemáticas visam obter parâmetros dinâmicos de determinados corpos;
- Simulada: utilizando *softwares* para realizar simulações numérico computacionais e baseados em princípios matemáticos realizam a discretização da estrutura;
- Experimental: com a utilização de aparelhos de medição e *softwares* que integram os dados são capazes de calcular e mensurar os parâmetros dinâmicos da estrutura.

### 2.3 CONVERSÃO DE VIBRAÇÃO MECÂNICA EM ACÚSTICA

A propagação do som é mediada pela transmissão de oscilações de uma fonte sonora específica, resultando em sucessivas compressões e expansões das moléculas do meio de propagação, que se disseminam na forma de ondas (Möser, 2009). O autor também destaca que as características de compressibilidade e massa do ar são responsáveis por conduzir essas oscilações até o ouvido humano.

Gerges (1992) conceitua o som como a representação das flutuações de pressão em um meio compressível, ressaltando que nem todas as oscilações de pressão resultam em sensação auditiva em seres humanos. A percepção do som ocorre somente quando as amplitudes e frequências se encontram dentro de intervalos específicos. Oliveira (2014) enfatiza que as ondas com frequências abaixo de 20 Hz são classificadas como infrassom, enquanto aquelas acima de 20.000 Hz são consideradas ultrassom, sendo esta última faixa perceptível pelo ouvido humano, conforme observado Figura 9.



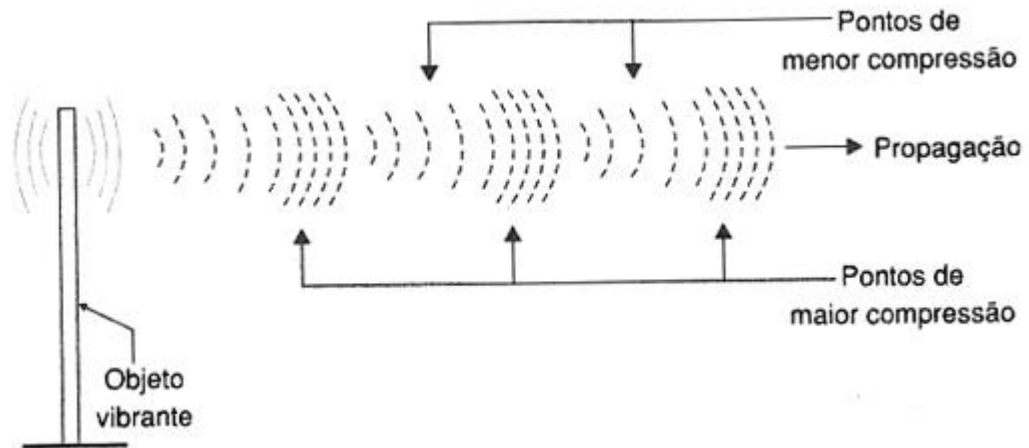
A transformação de energia mecânica em som decorre de um processo intrincado que implica na vibração de corpos sólidos. Quando um corpo é sujeito a uma força que o excita vibracionalmente, ele adquire movimento, gerando assim ondas mecânicas. Essas ondas se propagam através do meio material, induzindo vibrações nas partículas circundantes. Ao alcançarem o sistema auditivo humano, essas vibrações são convertidas em impulsos elétricos que são interpretados pelo sistema nervoso central como sinais sonoros.

O som ou ruído que percebemos é resultado da conversão de energia mecânica em energia acústica (Figura 10). Esse processo de conversão implica na transformação parcial da energia vibracional em outras formas de energia, como calor e atrito. Segundo Rao (2008), a vibração ou oscilação é caracterizada pela repetição de um movimento em um determinado instante de tempo. Os primeiros estudos sobre vibrações mecânicas estavam centrados na compreensão dos fenômenos naturais e



na geração de som. Naquela época, os estudiosos observaram as relações entre o comprimento e a tensão das cordas, percebendo que esses fatores estavam diretamente relacionados com a tonalidade do som produzido pela vibração das cordas.

Figura 10 - Conversão de energia mecânica em acústica



Fonte: Braga (2024).

Thompson (2008) postula que as forças de interação dinâmica de alta frequência surgem devido ao deslocamento relativo da estrutura. Ele também destaca que as propriedades dinâmicas dos corpos, expressas pelas Funções Resposta em Frequência (que serão discutidas mais detalhadamente em seções subsequentes), determinam a extensão na qual o deslocamento induzido pela rugosidade é categorizado como vibração da roda ou do trilho. Essas superfícies vibratórias emitem o ruído no ar.

## 2.4 ANÁLISE MODAL

### 2.4.1 Conceito

Conforme descrito pelos autores Fu e He (2001), a análise modal é um procedimento empregado para a determinação das propriedades dinâmicas de um determinado sistema. Estas propriedades englobam as frequências naturais, o fator de amortecimento e as formas modais associadas. No contexto das vibrações mecânicas, a compreensão do comportamento dinâmico estrutural torna-se fundamental. Essas características dinâmicas são expressas através da função de transferência, também conhecida como Função de Resposta em Frequência (FRF), a

qual desempenha um papel central na avaliação do comportamento de um sistema em relação ao seu ganho ao longo de uma faixa de frequência específica.

Para Almeida (1990), a relação entre excitação e resposta estrutural descreve o comportamento como uma função da frequência entre dois pontos sobre a estrutura. Consequentemente, o mapeamento destas características de transferência estrutural nos fornecem características dinâmicas estrutural desta.

#### **2.4.2 Modos de vibração**

Conforme observado por Bolina et al. (2014), os modos de vibração representam as configurações específicas nas quais uma estrutura oscila, cada uma associada a uma frequência natural distinta. Em outras palavras, para cada frequência natural identificada, há um modo ou padrão de vibração correspondente. Quando a estrutura é sujeita a uma excitação externa, ela responde dinamicamente, resultando em uma combinação de modos de vibração nos quais várias formas de oscilação, em diferentes frequências ressonantes, são simultaneamente ativadas. A análise modal, por sua vez, é o procedimento utilizado para determinar os parâmetros característicos dos modos de vibração dentro de uma faixa de frequências específica.

Conforme Schwarz e Richardson (1999), os modos de vibração ou ressonâncias são propriedades características estruturais, determinadas pelas propriedades do material (massa, rigidez e propriedades de amortecimento) associadas também as condições de contorno estrutural. Para cada frequência natural definida existe um fator de amortecimento modal e um modo de vibração, consequentemente a mudança de propriedades do material ou das condições de contorno alteram os modos vibratórios.

Na análise de sistemas mecânicos sujeitos a vibrações, a ocorrência de ressonância é identificada quando as frequências operacionais se aproximam ou coincidem com a frequência fundamental ou natural do sistema. Tal fenômeno resulta em um significativo aumento na amplitude de oscilação, superando aquelas induzidas por outras frequências. Uma das consequências críticas da ressonância é a indução de fadiga estrutural, um processo caracterizado por uma deterioração permanente, progressiva e localizada, que precipita o desgaste prematuro e compromete a integridade estrutural do sistema em questão, afetando sua vida útil.

### 2.4.3 Tipos de Modos de Vibração

Segundo Rao (2008) as vibrações podem ser classificadas em vibração livre ou forçada, amortecida ou não amortecida, linear ou não linear, determinística ou aleatória, abaixo uma descrição detalhada de cada tipo indicado pelo autor:

- Vibração livre: Caracterizada por um sistema que, após um estímulo inicial, passa a produzir a vibração por conta própria;
- Vibração forçada: O movimento vibratório só acontece diante de uma força externa;
- Vibração amortecida: Quando há dissipação de energia;
- Vibração não amortecida: Não há dissipação de energia, portanto, o sistema continua oscilando continuamente;
- Vibração linear: Quando todos os componentes do sistema se comportam como uma equação linear;
- Vibração não linear: Quando pelo menos um dos componentes do sistema não se comporta como uma equação linear;
- Vibração determinística: Quando o movimento vibratório pode ser representado por meio de uma equação;
- Vibração aleatória: Quando não é possível representar a vibração mecânica por meio de uma equação, ou seja, não é possível medir a magnitude das vibrações.

Já para Leme (2014) os modos de vibração podem ser descritos como modos de corpos rígidos ou modos de corpos flexíveis. Todas as estruturas podem ter até seis modos de corpos rígidos, correspondendo a translação nos eixos X, Y e Z e rotação em torno dos eixos X, Y e Z.

Para Schwarz e Richardson (1999), se a estrutura estiver sobreposta a algumas molas, é possível aproximar o modo de vibração como um modo de corpo rígido. Comumente, os problemas de vibração são causados ou amplificados pela excitação de um ou mais modos de corpo flexível.

### 2.4.4 Função de Resposta em Frequência (FRF)

Uma função de transferência é uma expressão matemática que descreve a relação entre a entrada e a saída de um sistema dinâmico linear, o qual é constante ao longo do tempo. Essa função é formalizada como uma equação algébrica que relaciona a transformada de Laplace da saída com a transformada de Laplace da

entrada, considerando todas as condições iniciais como nulas. Essencialmente, a função de transferência possibilita a análise e previsão do comportamento do sistema em resposta a diferentes entradas, permitindo uma investigação detalhada sobre estabilidade, resposta transitória e características de frequência.

Segundo Hey (2019), a técnica da Função de Resposta em Frequência (FRF) envolve a avaliação da resposta de um sistema em relação a uma entrada senoidal, cuja frequência é variada dentro de um intervalo determinado. Lima (2016), por sua vez, caracteriza a FRF como a relação entre a amplitude da resposta do sistema à força aplicada na estrutura, em relação à frequência de excitação.

A utilização da Função de Resposta em Frequência (FRF) representa uma vantagem significativa na obtenção de dados experimentais, pois dispensa a necessidade prévia do conhecimento da função de transferência do sistema. Como apontado por Jacson Neto (2016), a FRF viabiliza a determinação das frequências de ressonância do sistema, onde cada pico do gráfico corresponde, de forma simplificada, a uma dessas frequências. Essa abordagem é fundamental na engenharia mecânica, pois possibilita a caracterização precisa do comportamento dinâmico do sistema sem exigir uma modelagem detalhada prévia, o que é especialmente útil em situações onde a complexidade do sistema torna difícil ou inviável a determinação analítica da função de transferência.

Conforme indicado por Campos (2012), os métodos iterativos baseados nos dados das Funções de Resposta em Frequência (FRF) medidas oferecem uma abordagem para mitigar os erros inerentes ao processo de análise modal experimental. Esses métodos são empregados para extrair informações cruciais, tais como as frequências naturais, amortecimentos modais e os modos de vibração de uma estrutura. Adicionalmente, em casos onde a estrutura em estudo apresenta frequências naturais muito próximas, devido à alta densidade modal, a análise modal experimental é dificultada.

A Função de Resposta em Frequência (FRF) constitui uma métrica essencial para a análise das características dinâmicas de uma estrutura mecânica, conforme destacado por Forner (2019). Em consonância, Schwarz (1999) conceitua a FRF como a representação da relação entre os dados de entrada e saída em dois pontos específicos da estrutura, expressa como uma função da frequência. Ela proporciona uma avaliação quantitativa do deslocamento, velocidade ou aceleração

experimentados por um ponto de saída em relação à força de excitação aplicada em um ponto de entrada.

A utilização da Função de Resposta em Frequência (FRF) revela-se de suma importância na mitigação de ruídos, especialmente ao abordar a intervenção direta na fonte durante a formação de vibrações mecânicas estruturais. A análise das propriedades dinâmicas das estruturas mecânicas desempenha um papel crucial nesse contexto, com a FRF emergindo como uma ferramenta fundamental para investigar o comportamento dinâmico dessas estruturas. Por meio da descrição precisa da relação entre as forças de excitação (dados de entrada) e os deslocamentos medidos (dados de saída) em função da frequência, a FRF viabiliza a identificação criteriosa de ressonâncias estruturais, frequências naturais do sistema e amortecimento estrutural.

Conforme Lima (2006) enfatiza, a Função de Resposta em Frequência (FRF), representada simbolicamente por  $(H(\omega))$  é uma matriz fundamental na análise dinâmica de sistemas. Esta equação descreve meticulosamente a relação entre a resposta de um sistema  $(X(\omega))$  e cada incremento unitário de entrada  $(F(\omega))$ , em diversas frequências. Conforme descrito na Equação 5.

$$H(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)} \quad (5)$$

É importante destacar que os pontos máximos identificados na Função de Resposta em Frequência (FRF) estão diretamente relacionados aos modos de vibração do sistema em análise, atuando como indicadores das frequências naturais do sistema quando sujeito a condições operacionais específicas. Esses pontos máximos são elementos cruciais para compreender a dinâmica estrutural e o comportamento vibratório do sistema, oferecendo informações valiosas para a análise e melhoria de desempenho.

#### 2.4.5 Tipos de FRF

Almeida (1990) descreve que há seis tipos de funções transferência que são empregados na análise de estruturas, sendo elas:

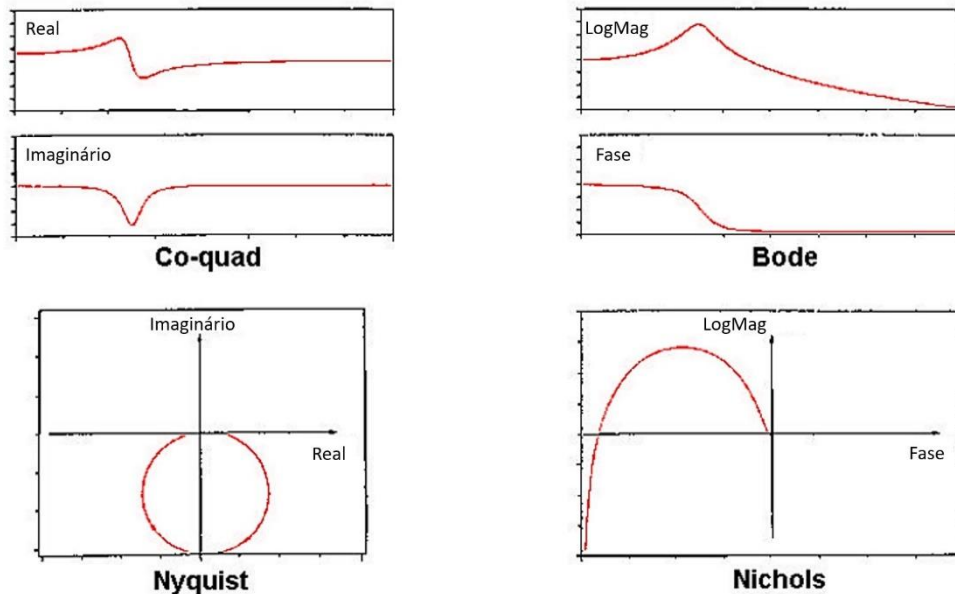
- Compliância: obtido pela razão entre deslocamento e força de excitação;
- Mobilidade: obtido pela razão entre velocidade e força de excitação;
- Inertância ou receptância: obtida pela razão entre aceleração e força de

excitação;

- Impedância: obtido pela relação inversa à mobilidade;
- Massa dinâmica: obtido pela relação inversa à inertância;
- Rigidez dinâmica: obtido pela relação inversa à compliância.

Os diferentes modos de FRF's descrevem funções em diversos formatos (Schwarz; Richardson, 1999) como pode ser observado na Figura 11.

Figura 11 - Formatos de Funções Resposta em Frequência

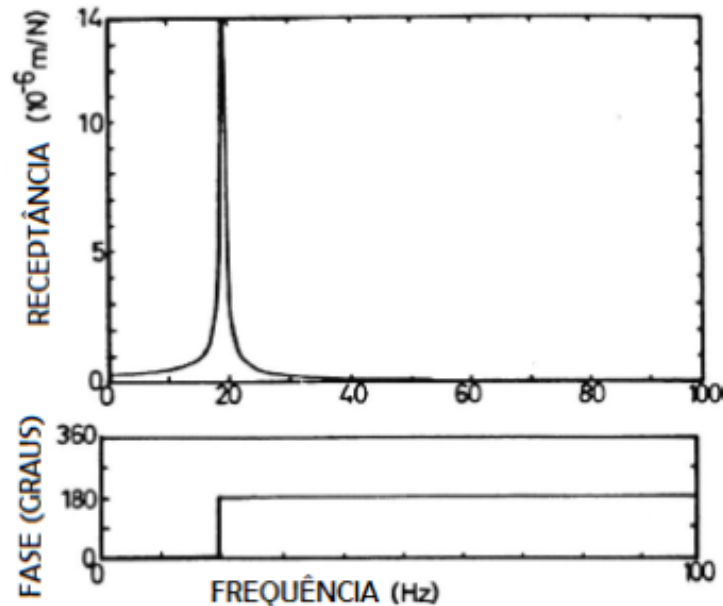


Fonte: Adaptado de Schwarz e Richardson (1999).

Radeş (2002) destaca os gráficos co-quad, Bode e Nyquist como os mais comumente empregados na análise de sistemas dinâmicos. O co-quad é uma representação gráfica que relaciona a parte real e a parte imaginária em função da frequência, sendo esta última uma representação do ajuste de frequência e do mapeamento de campo de dados. Já os gráficos Bode consistem em duas representações, uma para o módulo em função da frequência e outra para a fase em função da frequência, com a escala horizontal sendo logarítmica e as escalas verticais lineares. Por fim, o gráfico Nyquist é uma representação que combina as partes imaginária e real em um único gráfico, eventualmente resultando em frequências iguais que formam um círculo.

Já para Silva (2019) o método mais comum para a representação da FRF é o gráfico de Bode, que ele define como dois gráficos que contém o módulo e a fase da função complexa, como pode ser observado na Figura 12 para receptância.

Figura 12 – Representação da receptância de uma FRF com escala linear



Fonte: Adaptado de Ewins (2000).

Todas as FRF's descritas anteriormente são algebricamente interrelacionadas, isto é, o deslocamento em um ponto é causado pela força em outro. Essas funções de transferência expressam módulo e fase como uma função de frequência, e podem ser um "ponto-guia" ou uma relação espacial. A função de transferência "ponto-guia" expressa a relação entre as variáveis de entrada e saída em um único ponto (Almeida, 1990).

## 2.5 CONTROLE PASSIVO DE VIBRAÇÕES

### 2.5.1 Conceito

Conforme delineado por Beneveli (2002), o controle passivo é definido como um mecanismo que tem como objetivo reduzir a transmissão de energia em resposta ao carregamento dinâmico, com o intuito de minimizar a dissipação dessa energia na estrutura principal. Portanto, um sistema de controle passivo envolve a instalação de um ou mais dispositivos na estrutura, os quais absorvem ou consomem parte da energia transmitida pelo carregamento dinâmico, diminuindo assim a dissipação dessa energia pelos elementos estruturais principais.

Segundo Fujino, Soong e Spencer (1996) a dissipação pode dar-se pela transferência de energia entre a estrutura e o dispositivo de controle, por meio da conversão da energia cinética em calor ou pela transferência de energia entre os

modos de vibração. Segundo Maldonado-Mercado (1995) os sistemas de controle passivo, quando comparados aos sistemas de controle ativo, apresentam uma série de vantagens em sua aplicação, como:

- O controle passivo de vibrações caracteriza-se pela ausência da necessidade de energia externa para operação, o que resulta em vantagens significativas em termos de economia e sustentabilidade;
- Sua implementação e manutenção são notoriamente simplificadas em comparação com outras formas de controle, o que se traduz em redução de custos tanto na fase de instalação quanto na de operação;
- São dispositivos capazes de atuar em pequenos níveis de excitação estrutural;
- Suas propriedades (massa e rigidez) podem ser ajustadas em campo.

No entanto, o emprego dessa tecnologia é limitado, uma vez que os dispositivos são concebidos para operar eficazmente dentro de uma faixa específica de frequência. Os mecanismos de controle passivos mais comuns incluem isoladores de base, amortecedores metálicos, amortecedores de fricção, amortecedores viscoelásticos, amortecedores de massa sintonizada e amortecedores de líquido sintonizado.

### **2.5.2 Amortecedores de Massa Sintonizada**

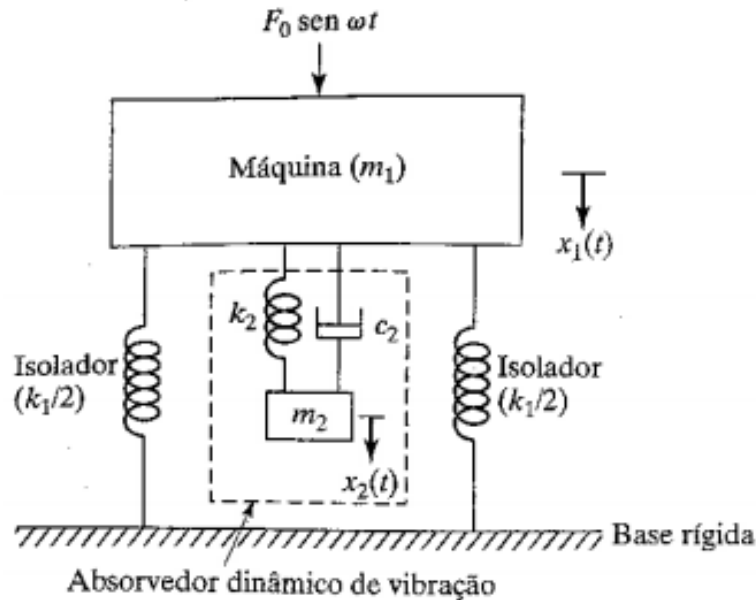
O atenuador de massa sintonizada, também conhecido como amortecedor de massa sintonizada (AMS), é um dispositivo passivo projetado para reduzir a amplitude das vibrações em uma estrutura, operando em uma faixa específica de frequência quando sintonizado à frequência de interesse. Ele é composto por uma massa suspensa por molas ou outro sistema elástico, projetada para vibrar em fase oposta às vibrações da estrutura principal. O objetivo da utilização do AMS é diminuir a demanda de dissipação de energia dos elementos estruturais sujeitos a carregamentos dinâmicos, desviando parte da energia vibratória para o AMS. Esses dispositivos são classificados como sistemas de controle estrutural passivos (Beneveli, 2002).

Conforme destacado por Soriano (2014) e Inman et al. (2001), é possível modelar a estrutura como um oscilador simples equivalente composto por uma massa ( $m_1$ ) e uma rigidez equivalente ( $k_1$ ), denominado sistema principal, que é sujeito a forças harmônicas ( $f_0 \sin(\omega t)$ ). Esse sistema, conectado a um sistema secundário



simulado, apresenta uma massa específica ( $m_2$ ) e uma rigidez determinada ( $k_2$ ), as quais devem ser ajustadas (com frequência natural igual à força harmônica excitadora), formando um sistema composto com dois graus de liberdade. A Figura 13 ilustra a modelagem de um AMS.

Figura 13 – Estrutura com um AMS conectado



Fonte: Rao (2008).

Para Rao (2008), a equação que rege as magnitudes de deslocamento dos corpos, são representadas pelas equações (6) e (7).

$$X_1 = \frac{F_0(k_2 - m_2\omega^2 + ic_2\omega)}{[(k_1 - m_1\omega^2)(k_2 - m_2\omega^2) - m_2k_2\omega^2]} + i\omega c_2(k_1 - m_1\omega^2 - m_2\omega^2) \quad (6)$$

$$X_2 = \frac{X_1(k_2 + i\omega c_2)}{(k_2 - m_2\omega^2 + i\omega c_2)} \quad (7)$$

onde, a força externa aplicada no sistema é representado por ( $F_0$ ), ( $\omega$ ) representa a frequência a qual o sistema é submetido. O sistema principal é representador por: ( $X_1$ ) descrevendo o deslocamento da mesma, ( $m_1$ ) massa sistema e ( $k_1$ ) rigidez. Já o sistema AMS é representador por: ( $m_2$ ) massa, ( $k_2$ ) rigidez estrutura e ( $c_2$ ) coeficiente de amortecimento.

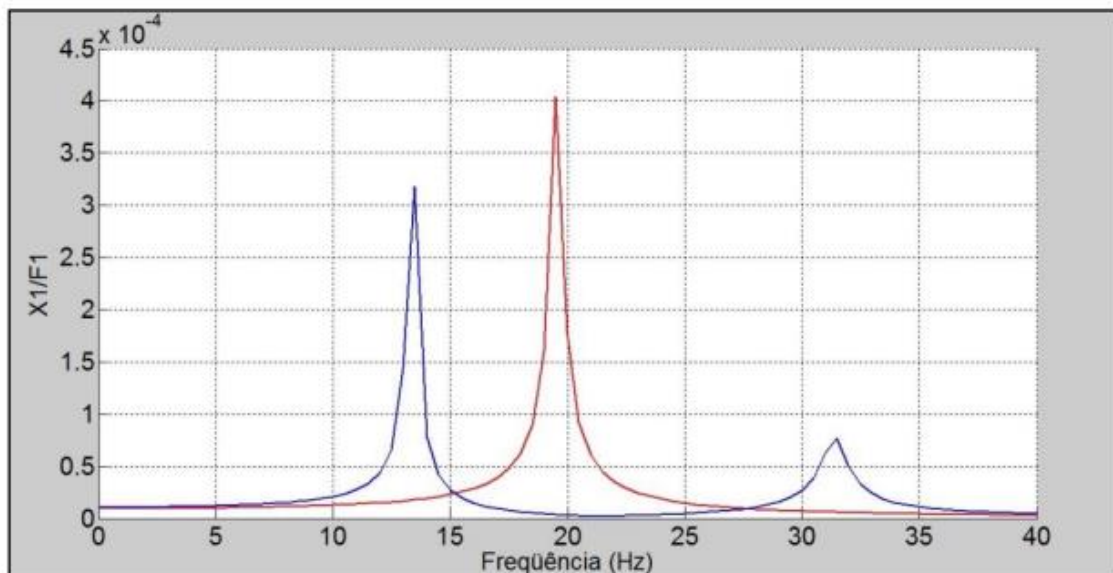
Autores como Soriano (2014) e Inman et al. (2001) recomendam que a relação entre a massa adicional ( $m_2$ ) e a massa da estrutura principal ( $m_1$ ) em atenuadores de massa sintonizada seja de aproximadamente 1/20. Isso implica que a massa adicional do atenuador deve corresponder a cerca de 5% da massa total da estrutura principal. Essa proporção é considerada adequada para proporcionar uma redução

eficaz das vibrações indesejadas na estrutura, sem comprometer sua estabilidade ou funcionalidade. Essa recomendação é respaldada por análises teóricas e experimentais que evidenciam a eficiência do atenuador de massa sintonizada nessa configuração em diversas aplicações de engenharia mecânica.

Quando a frequência das vibrações na estrutura coincide com a frequência natural do sistema massa-mola, ocorre a ressonância, levando a um aumento expressivo na amplitude das vibrações da massa sintonizada. Isso resulta na transferência de energia das vibrações para a massa, ocasionando a redução da amplitude das vibrações na estrutura principal.

Conforme delineado no estudo conduzido por Stussi (2015), ao investigar um sistema massa-mola-absorvedor e analisar os resultados entre o sistema com e sem amortecimento, ficou claro o benefício da utilização do Absorvedor Dinâmico de Vibrações (ADV). Isso foi evidenciado através da comparação do comportamento estrutural com e sem o atenuador, conforme ilustrado na Figura 14.

Figura 14 - Comportamento estrutural com e sem aplicação de ADV (Absorvedor Dinâmico de Vibrações)



Fonte: Stussi (2015).

A presença de dois picos no sistema após a inserção do atenuador de massa sintonizada ocorre devido à interação entre a frequência natural do sistema e a frequência natural induzida pelo atenuador. Conforme discutido por Rao (2008), quando a frequência natural do atenuador de massa sintonizada não está devidamente sintonizada com a do sistema original, pode ocorrer uma interferência

construtiva ou destrutiva entre as frequências, levando à manifestação de dois picos distintos de ressonância.

No ano de 1998, Rana e Soon conduziram um estudo visando sumarizar os resultados de estudos paramétricos com o objetivo de aprimorar a compreensão das características fundamentais dos amortecedores de massa sintonizada (AMS's). Os autores afirmam que os modelos de atenuadores de vibrações dinâmicas têm como base o modelo elaborado por Frahm em 1909. Conforme destacado por Lee et al. (2006), Frahm propôs absorvedores capazes de reduzir as vibrações mecânicas induzidas por forças harmônicas. Em seu estudo, Lee et al. propuseram uma metodologia que viabiliza de maneira mais abrangente a aplicação de modelos de projeto ideais para estruturas que incorporam amortecedores de massa sintonizada.

Em 1956, Hartog propôs uma abordagem minuciosa, centrada nos princípios teóricos e práticos relativos ao controle e redução de vibrações mecânicas em sistemas. O autor conduz análises fundamentadas na dinâmica estrutural e apresenta soluções eficazes para a mitigação de vibrações, incluindo a aplicação de atenuadores de massa sintonizada (AMS). Ele propõe uma teoria visando obter expressões ótimas para os parâmetros de concepção de AMS utilizados em estruturas, presumindo a ausência de amortecimento e considerando-as com apenas um grau de liberdade.

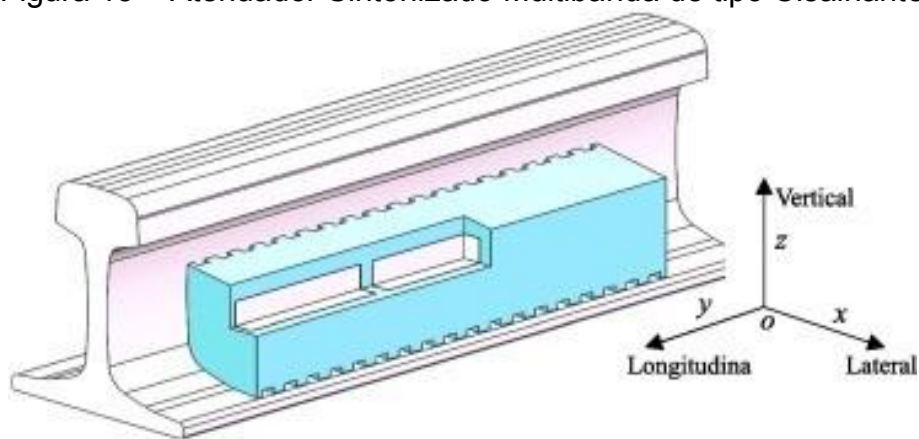
Já Warburton e Ayorinde (1980) realizaram estudos propondo formulações matemáticas capazes de obter os parâmetros otimizados de um sistema estrutural equipado com Amortecedores de Massa Estrutural. Os autores submeteram a diferentes tipos de carregamento, como forças harmônicas, cargas de vento e cargas sísmicas.

## 2.6 ESTADO DA ARTE DE MODELOS E APLICAÇÕES AMS FOCADOS EM SISTEMAS FERROVIÁRIOS

Esta seção tem como objetivo realizar uma análise detalhada do estado atual da arte referente aos modelos e aplicações de atenuadores de massa sintonizada (AMS) em sistemas ferroviários. Explorando as mais diversas aplicações desses dispositivos, visando proporcionar uma compreensão profunda das tendências atuais e contribuir para o desenvolvimento contínuo na redução do ruído ferroviário. Buscando assim soluções eficazes para mitigar os efeitos indesejados do ruído em ambientes ferroviários.

Visando a construção de um amortecedor sintonizado multibanda de tipo cisalhante (Figura 15) aplicado ao transporte ferroviário, os autores Li et al. (2021) desenvolvem estudos para a realização de projeto de construção com ênfase em sua faixa de frequência operacional. Os mesmos avaliaram a influência de parâmetros como: razão da massa, propriedade do material e profundidade do sulco. Posteriormente, uma configuração é selecionada, a fim de validar o modelo, realizando coleta de dados experimentais em laboratório e em campo. Após a análise dos dados, o autor conclui que a redução de potência sonora é significativa quando o atenuador possui 9Kg/m, sendo que o trilho em estudo possui uma distância de espaçamento de 0,6 m.

Figura 15 – Atenuador Sintonizado Multibanda de tipo Cisalhante



Fonte: Li et al. (2021).

Em termos gerais, os dispositivos destinados a atenuar a vibração mecânica por meio da sintonia de frequências podem ser configurados em vários arranjos distintos. O AMS (Atenuador de Massa Sintonizada) multibanda é um exemplo desse tipo de dispositivo. Ao contrário dos AMS convencionais, os quais são projetados para atuar em uma única frequência de ressonância, os AMS multibanda são concebidos para operar em múltiplas frequências de ressonância, proporcionando uma solução mais ampla para o controle de vibração em estruturas de maior complexidade. Isso é viabilizado pela utilização de múltiplas massas ajustadas para ressonar em diferentes frequências, permitindo assim a absorção de energia vibracional em diversas faixas de frequência simultaneamente.

Wu (2008a) conduziu uma análise dinâmica vertical da resposta de uma via férrea, empregando o modelo de via em conjunto com os fatores influenciadores do amortecimento da vibração. Conseqüentemente, foi deduzido que uma fração

substancial da massa móvel incorporada ao amortecedor contribui de maneira positiva para a redução da vibração estrutural. A eficácia do coeficiente de amortecimento do material pode variar significativamente mediante a aplicação de parâmetros extremos, sendo que a localização mais vantajosa para a instalação do dispositivo foi identificada como estando no ponto médio entre os dormentes.

Utilizando um algoritmo de otimização, Megahed e El-Razik (2010) se propuseram a desenvolver e identificar os parâmetros ideais de massa e rigidez para a supressão de vibrações em um atenuador de inércia variável. O modelo analítico concebido para descrever o comportamento do atenuador foi validado por meio de simulações computacionais.

Chen, Liu e Sun (2017), realizaram testes em escala real com intuito de comprovar os efeitos dinâmicos com a aplicação de atenuadores em via ferroviária. Os autores concluíram que as respostas dinâmicas do trilho podem ser otimizadas após a inserção de um atenuador capaz de reduzir os picos ressonantes em uma faixa de frequência entre 150-400 Hz, aumentando também as taxas de decaimento de vibração transversal e vertical.

Buscando examinar o efeito de ruído e vibração provindos de diferentes tipos de atenuadores ferroviários instalados sob diferentes condições de fixação, os autores Csontos, Augusztinovicz e Kazinczy (2020) realizaram coleta de dados experimentais em laboratório a partir da análise modal estrutural e métodos de medição da função de transferência. Com base nos resultados obtidos, os mesmos recomendam que elementos de amortecimento para ferrovias devem possuir um valor mínimo entre 11-14 Kg/m e os mesmos devem ser instalados próximos à alma do trilho, parte mais estreita do trilho que faz ligação entre o patim e o boleto, gerando assim maior eficácia na redução de vibração e conseqüentemente no efeito de ruído gerado. Conforme Figura 16 é possível verificar o modelo do atenuador testado o local de aplicação do mesmo.

Figura 16 - Modelo de Atenuador de Massa Sintonizada testado em laboratório pelo autores Csontos, Augusztinovicz e Kazinczy (2020)



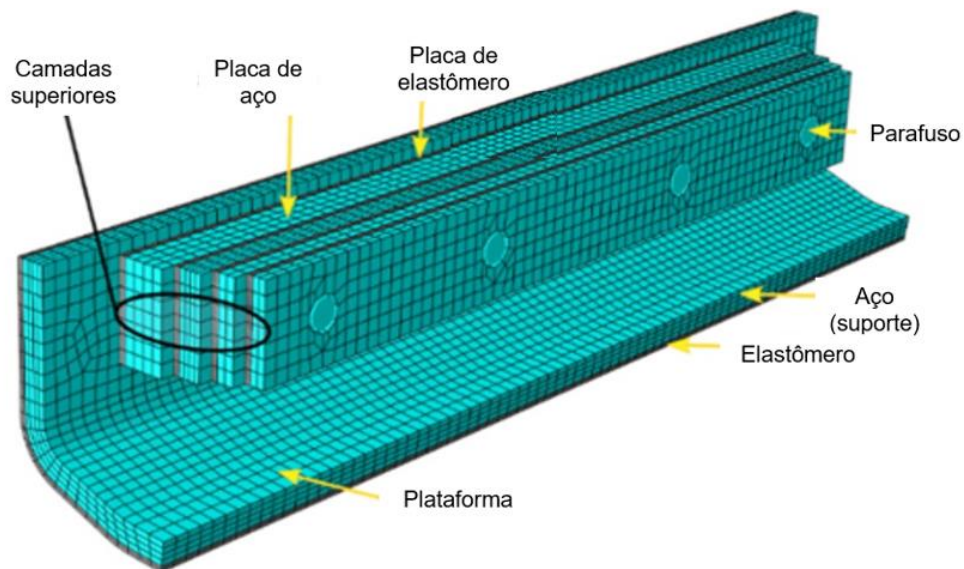
Fonte: Csontos, Augusztinovicz e Kazinczy (2020).

Diferentes tipos e posições do absorvedor de trilhos são estudados por Wu (2008b), que avaliam a eficácia destes em termos de recepção de vibração, taxa de decaimento, resposta dinâmica e energia sonora irradiada. As análises demonstram que o ruído irradiado por trilhos pode ser reduzido em 6 dB(A) pelo uso do absorvedor no trilho. O autor afirma também que para que ocorra a maior eficácia do absorvedor discreto, o mesmo deve ser instalado no meio do vão entre os dormentes, devido a resposta de vibração neste ponto ser de maior amplitude.

Objetivando analisar a eficácia e os parâmetros mais influentes para a construção de um atenuador aplicado ao sistema ferroviário, os autores Kuchak, Marinkovic e Zehn (2021) basearam-se em um modelo em escala de um sistema trilho-amortecedor associado a avaliações experimentais. Uma análise paramétrica foi realizada por meio do método dos elementos finitos, avaliando as configurações do atenuador e verificando o amortecimento estrutural provocado com a inserção do mesmo. Os autores analisaram parâmetros construtivos do atenuador como: espessura da camada de borracha, perda de rigidez, amortecimento das camadas de borracha e pré-carga devido a força imposta pelos parafusos responsáveis pela fixação das camadas. Os mesmos puderam concluir que a abordagem experimental associada a simulações de elementos finitos proporcionou a produção de um modelo

altamente preciso e a técnica apresentou resultados eficazes e econômicos. A Figura 17 representa o modelo de construção do atenuador utilizado pelos autores.

Figura 17 - Modelo de Atenuador de Massa Sintonizada testado em laboratório pelo autores Kuchak, Marinkovic e Zehn(2021)



Fonte: Adaptado Kuchak, Marinkovic e Zehn (2021).

A partir da construção de modelos compostos do sistema de uma via com e sem lastro, Liu e Zhu (2020) desenvolveram um absorvedor de vibração dinâmico a partir da avaliação de parâmetros construtivos do dispositivo. Os mesmos puderam concluir que a supressão do ruído e da vibração pode ser aumentada à medida que ocorre o aumento da razão de rigidez, calculada com base na Teorema do Ponto-Fixo, também pode afetar a taxa de decaimento e a energia de vibração em baixas frequências de até 200Hz.

O Teorema do Ponto-fixa diz respeito ao estudo do comportamento dos sistemas em torno de pontos onde o sistema permanece inalterado ao longo do tempo, denominados pontos fixos. Essa teoria viabiliza a análise do comportamento local dos sistemas próximos a esses pontos, o que é possível através da linearização do sistema nesses pontos fixos. Essa abordagem permite uma compreensão mais profunda do comportamento qualitativo do sistema, incluindo a avaliação da estabilidade de equilíbrio em sistemas vibratórios.

Estudos voltados a análise da taxa de decaimento de trilhos ferroviários instalados em Pequim, foram realizados por Li et al. (2021). Os autores avaliaram o tipo de fixação do atenuador associado à sua redução vibracional, e concluíram que a influência do sistema de fixação na taxa de decaimento de vibração do trilho é

refletida na faixa de frequência abaixo de 450 Hz. Além disso, o atenuador pode aumentar significativamente a taxa de decaimento nas proximidades da sua frequência de operação, a vibração do trilho pode ser controlada de forma mais eficaz aumentando o peso do atenuador, e por fim, o posicionamento do dispositivo afetará a deterioração do trilho.

A caracterização dinâmica de uma linha férrea a qual é aplicado um atenuador de massa sintonizada foi avaliado por Liu e Zhu (2020). Baseando-se na metodologia de elementos finitos, os autores realizaram análise modal do sistema e foi possível obter características do modo de vibração estrutural e análise da resposta harmônica. Os autores puderam concluir que esta forma de análise auxilia no desenvolvimento de atenuadores ferroviários auxiliando no estágio inicial de projeto do produto.

Ahmad (2009) desenvolveu uma metodologia capaz de avaliar a eficácia de atenuadores compostos de materiais viscoelásticos permitindo a dependência entre temperatura e frequência. A aplicação proposta trata-se da construção de um amortecedor de trilho ferroviário, podendo ser utilizada para outras aplicações. O autor selecionou os materiais poliméricos como o Butil e o EPDM (monômero de etileno propileno dieno, ou do inglês *ethylene propylene diene monomer*), recomendados para regiões frias.

Como discutido na literatura, diversos pesquisadores se dedicaram ao estudo da redução do ruído ferroviário através da implementação de atenuadores de massa sintonizada nos sistemas ferroviários. Estes dispositivos são formados pela combinação de elementos elásticos e elementos mássicos, os quais promovem amortecimento estrutural quando vibram em concordância com a frequência alvo.

Da mesma forma, a metodologia de elementos finitos é amplamente utilizada para o desenvolvimento eficiente desses dispositivos, facilitando sua adaptação a diversas geometrias. A seleção de materiais e geometrias para os atenuadores será explorada neste estudo, fundamentada nas discussões prévias, e será respaldada pelo emprego de ferramentas computacionais, análise modal e análise da Função Resposta em Frequência. Essa abordagem integrada viabilizará a obtenção de dados experimentais e simulados deste trabalho, validando os modelos propostos e enriquecendo as análises.



### 3 METODOLOGIA

O estágio inicial desta pesquisa foi conduzida por uma revisão bibliográfica com o propósito de identificar os diversos tipos e origens do ruído produzido pelo sistema de transporte ferroviário. Este processo envolveu a análise das características e dos mecanismos subjacentes à geração de cada forma de ruído. Adicionalmente, a revisão da literatura abordou o estudo de atenuadores de vibração passivos, visando compreender a eficácia desses dispositivos na redução das vibrações estruturais que se manifestam como ruído.

Após a conclusão da revisão bibliográfica, constatou-se que a caracterização dinâmica estrutural é frequentemente conduzida através da obtenção de gráficos de Função de Resposta em Frequência (FRF), permitindo a análise de parâmetros fundamentais (como massa, rigidez e coeficiente de amortecimento) de um objeto em condições de contorno específicas. Portanto, neste estudo, foi crucial determinar esses parâmetros através da caracterização dinâmica da estrutura em questão.

Um trilho ferroviário foi obtido com o intuito de possibilitar a realização de ensaios em laboratório e simulações numérico-computacionais. Estas atividades foram conduzidas com o objetivo de extrair dados que possibilitem a determinação dos parâmetros estruturais do sistema em análise, incluindo frequências naturais, formas modais e características de amortecimento, tanto experimentalmente quanto por meio de simulação computacional.

Para este estudo, foi utilizado um trilho ferroviário do modelo TR-30. Antes de iniciar as medições, o trilho passou por um processo de preparação superficial para garantir que os equipamentos de medição aderissem corretamente e evitar interferências devido à oxidação superficial presente no mesmo. Além disso, o comparativo das dimensões do trilho obtido com dados da literatura confirmaram que o mesmo corresponde ao modelo TR-30. Esse procedimento foi realizado para assegurar que o trilho utilizado atenda aos requisitos do modelo desejado e que seja adequado para a análise pretendida, garantindo a confiabilidade dos resultados obtidos. O objeto de estudo possui comprimento total de 2,015 m, massa total de 60,8 Kg e conforme apresentado anteriormente, a Figura 7 ilustra as dimensões do perfil.

Os dados experimentais foram coletados utilizando instrumentos de medição específicos, conforme apresentados na Tabela 1. Esses dados posteriormente foram

comparados com os resultados obtidos a partir da utilização do *software* Ansys, que serão detalhados posteriormente.

Tabela 1 – Instrumentos utilizados nas medições

Instrumento	Fabricante	Modelo	Número de série
Martelo	Brüel & Kjær	8206	57963
Acelerômetro	Brüel & Kjær	4508	30541
Analisador	Brüel & Kjær	3660-C-100	3660C-105550

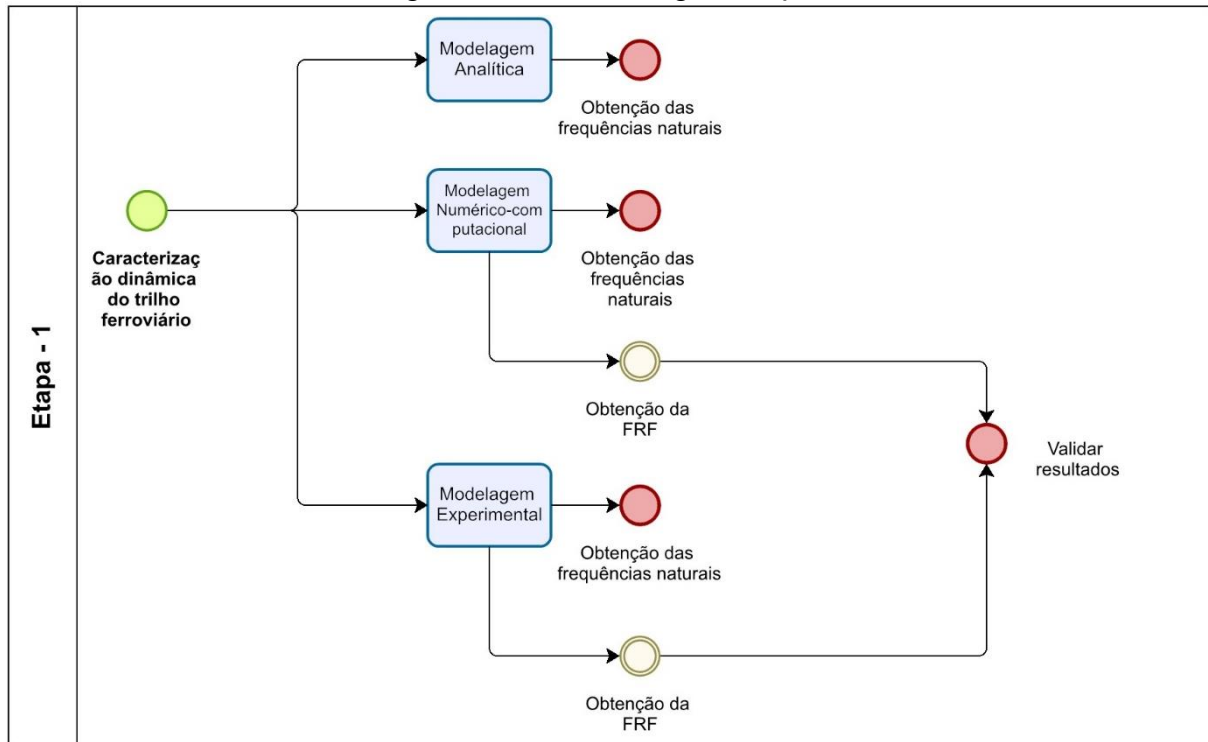
Fonte: Autor (2024).

A metodologia desta pesquisa será dividida em três etapas, cada uma contribuindo para a compreensão abrangente do problema em questão e para o alcance dos objetivos propostos. A primeira etapa abordará a caracterização do trilho ferroviário, visando obter uma compreensão detalhada de suas propriedades dinâmicas e estruturais. Em seguida, na segunda etapa, serão desenvolvidos e confeccionados os atenuadores de vibração, com o intuito de mitigar as vibrações indesejadas no sistema ferroviário. Por fim, na terceira etapa, será realizada a caracterização do trilho ferroviário após a aplicação dos atenuadores, com o objetivo de avaliar o impacto desses dispositivos na redução das vibrações e no comportamento dinâmico estrutural. Essas etapas serão fundamentais para a condução de uma análise abrangente e rigorosa, proporcionando informações valiosas para o desenvolvimento de soluções eficazes no contexto de mitigações no transporte ferroviário.

### 3.1 ETAPA 1

Conforme observado na Figura 18, a realização do estudo dinâmico do trilho ferroviário a ser estudado está associado a obtenção dos dados de forma analítica, simulada e experimental.

Figura 18 - Metodologia: Etapa 1



Fonte: Autor (2024).

A modelagem analítica, conforme proposta por Rao (2008), constitui uma abordagem sistemática para a análise de sistemas mecânicos, enfocando a formulação matemática das condições de contorno associadas a uma estrutura específica. Este método visa a obtenção das frequências naturais do sistema, fundamentais para a compreensão de seu comportamento vibratório. As frequências naturais de uma viga para vibrações transversais são determinadas através da solução das equações de movimento correspondentes ao sistema (Equação 8), enquanto os modos de vibração são obtidos por meio da aplicação de técnicas analíticas adequadas (Equação 9).

$$\cos \beta_n l * \cosh \beta_n l = 1 \quad (8)$$

$$w_n(x) = C_n [\sin \beta_n x + \sinh \beta_n x + \alpha_n (\cos \beta_n x + \cosh \beta_n x)] \quad (9)$$

onde os valores de  $\alpha_n$  são obtidos por:

$$\alpha_n = \frac{(\sin \beta_n l - \sinh \beta_n l)}{(\cosh \beta_n l - \cos \beta_n l)} \quad (10)$$

Já os valores de  $\beta_n l$  estão diretamente associadas as condições em que a viga está sujeita em suas extremidades, como o trilho a ser estudado possui condições livre-livre. Os valores de  $\beta_n l$  podem ser obtidos conforme Tabela 2, expressos abaixo.

Tabela 2 - Valores de  $\beta_n l$  para vigas em condição Livre-livre

$\beta_1 l$	$\beta_2 l$	$\beta_3 l$	$\beta_4 l$
4,730041	7,853205	10,995608	14,137195

Fonte: Adaptado Rao (2008).

O autor Rao (2008) também descreve sobre a obtenção das frequências naturais de sistemas sujeitos a vibração longitudinal (equação 11) e torcional (equação 12) na condição livre-livre.

$$\omega_n = \frac{n\pi}{l} * \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (11)$$

$$\omega_n = \frac{n\pi}{l} * \sqrt{\frac{Gj}{I_0}} \quad (12)$$

onde,  $l$  expressa o comprimento total da barra,  $E$  representa o módulo de elasticidade do material,  $\rho$  densidade do material,  $G$  módulo de cisalhamento,  $j$  momento de torção e  $I_0$  momento de inércia da seção em estudo.

Após a coleta e análise dos dados por meio de métodos analíticos, procedeu-se à execução de experimentos numéricos utilizando o software Ansys. A escolha deste software deveu-se à sua capacidade de resolver problemas de engenharia complexos por meio da metodologia de elementos finitos.

No primeiro momento, foi necessário realizar o desenho do modelo a ser estudado no *software* e a alimentação dos parâmetros das propriedades mecânicas do material (Tabela 3). Por se tratar de um trilho ferroviário, os parâmetros de entrada que foram inseridos no programa se relacionam às propriedades de um material aço carbono 1020.

Tabela 3 - Propriedades mecânicas inseridas no *Software*

Módulo de Young (Pa)	211,42 e+9
Módulo de Cisalhamento (Pa)	82,33 e+9
Densidade Volumétrica (Kg/m <sup>3</sup> )	7,85 e+3
Comprimento (mm)	2,015 e+3
Fator de amortecimento	0,3 e-3

Fonte: Autor (2024).

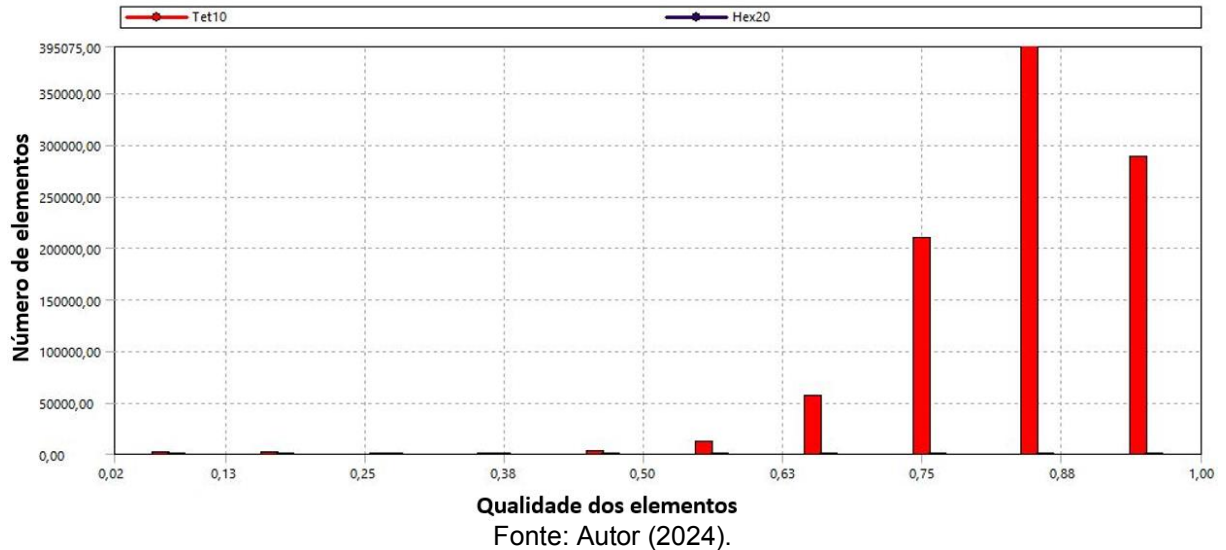
No *software*, a aba de *Harmonic Response* foi escolhida para obter os dados de Função Resposta em Frequência, permitindo avaliar a resposta da estrutura após a mesma ser excitada. No *frame mesh* o programa permite ao usuário que o mesmo determine e programe alguns parâmetros que estão associados ao tamanho da malha, em outras palavras, o tamanho de divisões que o corpo tenha. Visando criar uma malha que permita resultados mais assertivos foi realizado uma divisão de elementos em seu formato quadrado onde cada elemento possua um tamanho máximo de 0,001m, discretizando todo o objeto de estudo e fornecendo 1.431.071 nós com 965.260 elementos, estes nós e elementos formarão a subdivisão do elemento estudados e a partir da metodologia de elementos finitos o programa realizará cálculos de modo a prever o comportamento dinâmico estrutural.

Conforme descrito por Owen (1998), a malha é definida como a integração das subdivisões dos elementos, sendo a eficácia da malha diretamente associada à adequação do refinamento implementado. Este procedimento de refinamento é governado por operações aritméticas proporcionais ao elemento finito utilizado.

O parâmetro de qualidade da malha é uma métrica fundamental para avaliar a adequação da subdivisão dos elementos em um objeto de análise. No *software* Ansys, existe uma funcionalidade denominada "*Element Quality*", que possibilita a avaliação da qualidade da malha em um sistema específico em estudo. De acordo com Junior (2011), este parâmetro é definido como a razão entre o volume do elemento e o comprimento de uma de suas arestas. Ele fornece valores compreendidos entre 0 e 1, onde o valor 1 indica um elemento perfeitamente construído (livre de imperfeições), enquanto o valor 0 indica uma construção insatisfatória do elemento.

A Figura 19 apresentada ilustra o gráfico do parâmetro de qualidade obtido no estudo conduzido. Conforme documentado por Ansys (2009), o eixo horizontal representa o parâmetro de qualidade, enquanto o eixo vertical indica o número de elementos contidos dentro de intervalos específicos desse parâmetro.

Figura 19 - Qualidade dos elementos de malha



Os parâmetros de qualidade da malha podem ser expressos também em métricas conforme apresentado abaixo (Tabela 4).

Tabela 4 - Qualidade dos elementos de malha

Mínimo	0,024218
Máximo	1,000000
Média	0,844720
Desvio padrão	0,097645

Fonte: Autor (2024).

A utilização da modelagem numérica computacional permitiu a análise da estrutura em estudo, inicialmente obtendo as frequências naturais e as formas modais. Esses resultados possibilitaram a comparação com os valores derivados do método analítico, visando avaliar a concordância entre ambos. A exposição detalhada desses resultados está programada para a seção de resultados desta pesquisa.

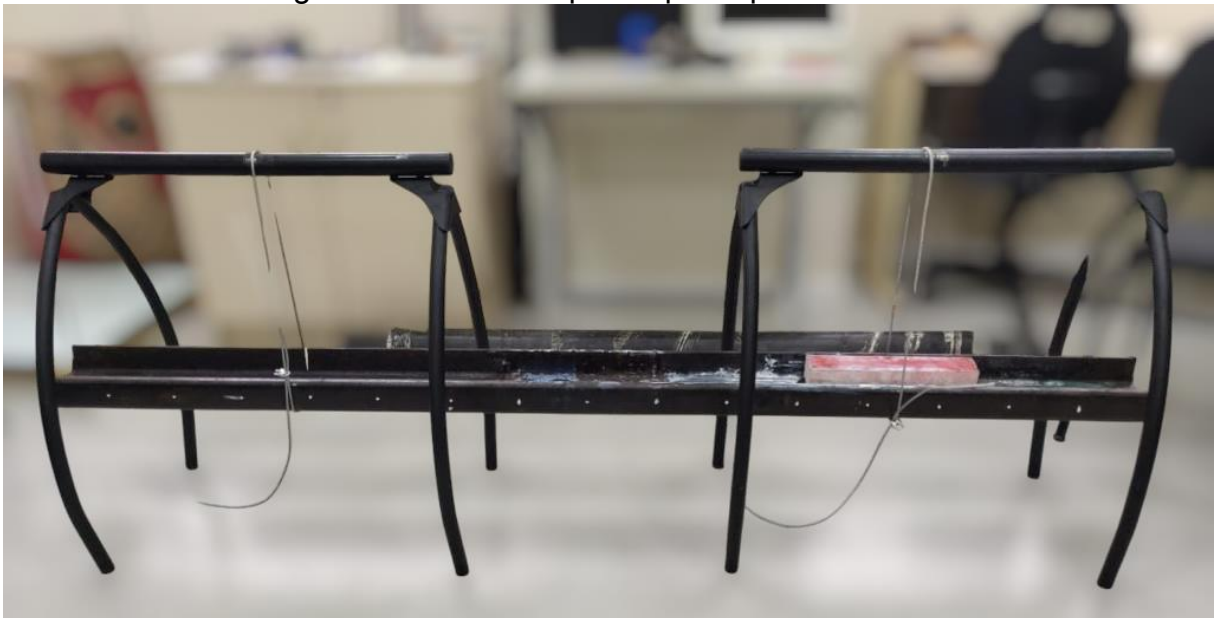
O próximo passo consiste em gerar os gráficos de Funções de Resposta em Frequência (FRF) do sistema, utilizando a modelagem numérica computacional. Nesse processo, é crucial inserir uma força excitadora em um ponto específico e obter a resposta estrutural em outro ponto designado. Verificou-se que os pontos de aplicação da força e de coleta de dados de resposta foram semelhantes durante a coleta experimental das FRFs, viabilizando, assim, a comparação subsequente entre os resultados obtidos.

Na etapa nomeada de *Harmonic Response -> Analysis Settings* é possível determinar o *range* mínimo, máximo da análise e o intervalo. De modo a reduzir os recursos computacionais e evitar erros durante a obtenção dos resultados foi realizada

uma divisão até ser possível obter a FRF do sistema de 0 a 2000Hz com intervalos de 0,5Hz. Obtendo desta forma a Função Resposta em Frequência da estrutura obtida a partir de dados simulados, com o auxílio do *software* Ansys.

O próximo procedimento implica na obtenção de dados por meio da metodologia experimental, visando identificar as frequências naturais do sistema e, subsequentemente, gerar a Função de Resposta em Frequência (FRF). Conforme recomendado pela norma ASTM-E-1876-01 (2006), o trilho foi suspenso em pontos nodais para evitar interferências nos resultados, garantindo-se, assim, uma condição livre-livre, na qual o trilho não apresenta restrições que lhe confeririam rigidez. A face lateral do trilho ferroviário foi selecionada para análise devido aos maiores deslocamentos e, por conseguinte, excitações a que está sujeita em aplicações ferroviárias, ocasionando ruídos durante a passagem dos trens. A Figura 20 ilustra o modelo experimental proposto para este estudo onde o mesmo está suspenso pelos pontos nodais e apoiados em cavaletes que sustentem a estrutura.

Figura 20 - Trilho suspenso pelos pontos nodais



Fonte: Autor (2024).

A coleta de dados implica na excitação da estrutura e na obtenção da resposta medida por meio da aceleração em pontos definidos, garantindo assim a parametrização dinâmica da estrutura. Para tal coleta, foi essencial subdividir a face lateral do trilho em 34 pontos, com os pontos espaçados de maneira linear a cada 12,5 cm ao longo do eixo "x" (Figura 21). Dado o processo de obtenção das características dinâmicas estruturais, é necessário que ou o ponto de impacto percorra

todos os pontos, ou que o acelerômetro seja deslocado por todos os pontos, enquanto o objeto impactador permanece em um ponto estático, assegurando assim a completa caracterização dinâmica do objeto.

Figura 21 - Distribuição dos pontos a serem medidos no trilho



Fonte: Autor (2024).

Para a realização deste estudo, optou-se por manter o acelerômetro em um ponto estático enquanto o martelo impactador percorre todos os outros pontos, o mesmo foi fixado no ponto 22, pois percebeu-se durante a coleta dos dados iniciais que este ponto apresentou melhor repetibilidade dos dados, e a impactação com martelo foi realizada em todos os 34 pontos.

Para a realização da coleta experimental, o procedimento adotado envolveu a aplicação de impacto em cada um dos 34 pontos do sistema utilizando um martelo especializado, projetado para excitar a estrutura por meio da aplicação controlada de força. Essa abordagem foi implementada visando garantir uma elevada repetibilidade do processo, além de assegurar uma distribuição uniforme da força aplicada em cada ponto de medição realizando assim a impactação de cada ponto duas vezes.

O martelo utilizado estava equipado com um transdutor de força, responsável por quantificar com precisão a magnitude da força exercida sobre a estrutura. Simultaneamente, um acelerômetro foi empregado para capturar a resposta vibratória da estrutura durante o impacto. Esses dados foram então utilizados para calcular as Funções de Resposta em Frequência (FRFs), as quais são fundamentais para a determinação das frequências naturais e dos modos de vibração do sistema. O modelo de martelo utilizado nesta pesquisa é ilustrado na Figura 22.



Figura 22 - Martelo de impactação utilizado na pesquisa



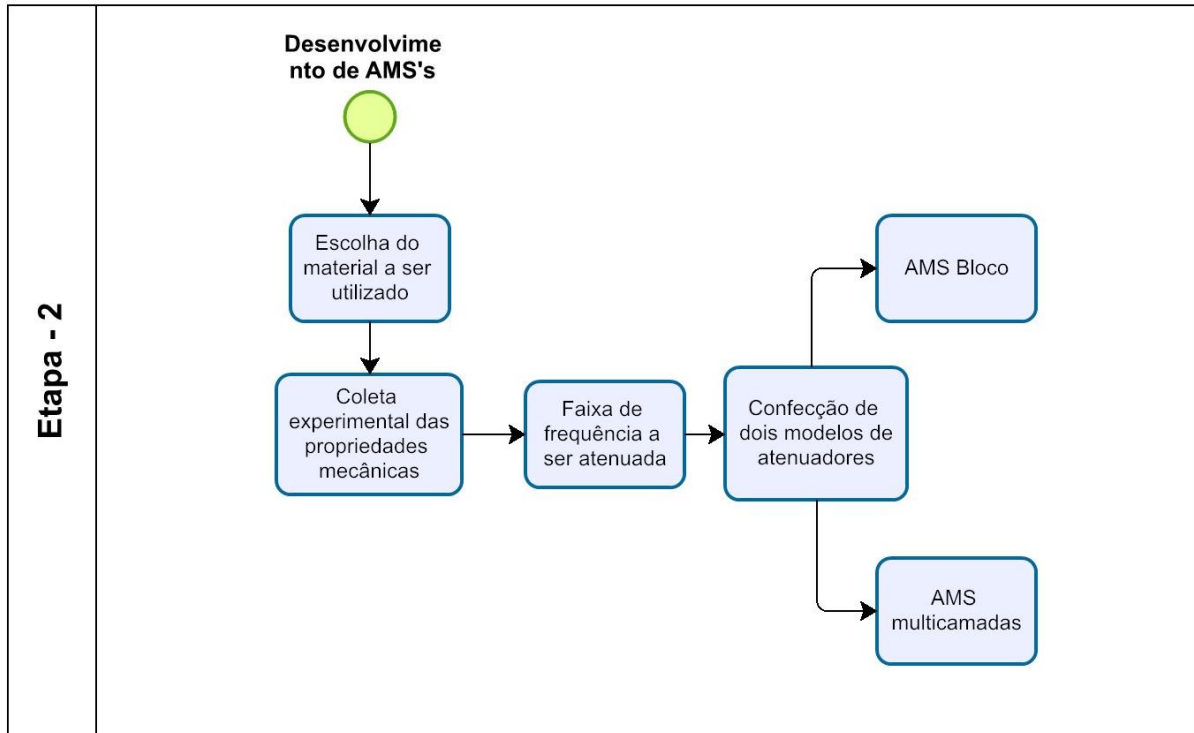
Fonte: Autor (2024).

Após a obtenção dos dados de FRF simulados e experimentais, foi realizado um comparativo dos mesmos, permitindo avaliar se a modelagem realizada é capaz de representar com assertividade a estrutura quando submetida ao ensaio de caracterização dinâmica estrutural onde serão apresentados e discutidos no capítulo resultados.

### 3.2 ETAPA 2

Conforme observado na Figura 23, esta etapa consiste em desenvolver dois modelos de AMS's (Atenuador de Massa Sintonizada) a serem aplicados no modelo de trilho conforme escolhido nesta pesquisa.

Figura 23 - Metodologia: Etapa 2



Fonte: Autor (2024).

Para viabilizar o desenvolvimento de modelos de Atenuadores de Massa Sintonizada (AMS), foi imprescindível realizar uma revisão bibliográfica centrada na concepção de um dispositivo destinado a mitigar a vibração de trilhos, considerando uma variedade de modelos de atenuadores de vibração disponíveis, conforme abordado no capítulo 2.6. Dentre esses modelos, o amortecedor de massa sintonizada foi selecionado por sua capacidade de atenuar uma faixa específica de vibração do trilho.

O princípio fundamental de funcionamento desse dispositivo é a capacidade de oscilar harmonicamente com a faixa de frequência desejada para atenuação. Quando inserido a uma estrutura, ocorre uma modificação dinâmica na faixa em que está sintonizado devido à oposição de fase. Portanto, os parâmetros de massa e rigidez devem ser adequadamente dimensionados para garantir que o dispositivo seja capaz de atender a essas condições e realizar alterações dinâmicas dentro de uma faixa de interesse específica.

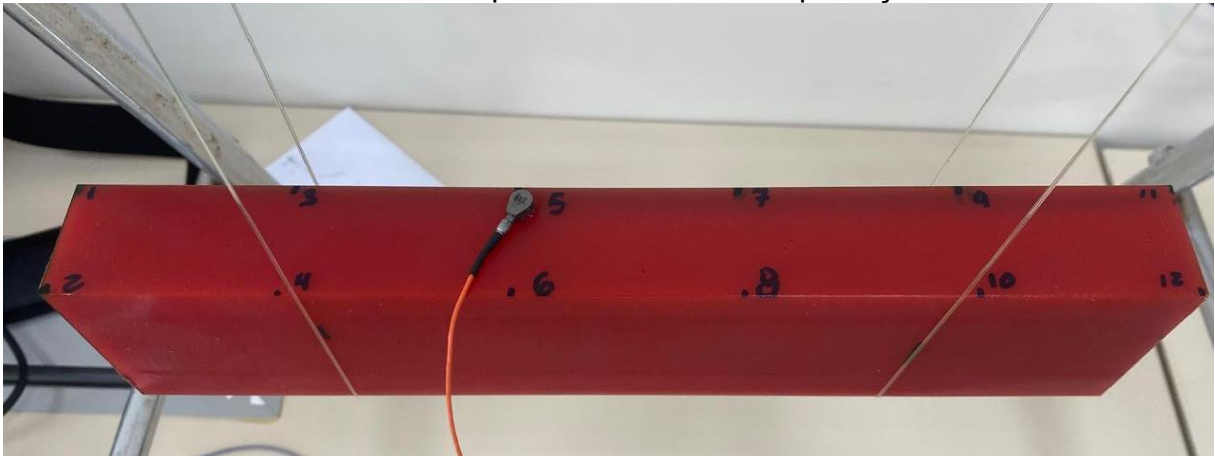
A seleção do material para construção do dispositivo foi guiada pelo critério de disponibilidade no mercado e pela capacidade de induzir amortecimento estrutural. Nesse sentido, optou-se por utilizar tarugos de Poliuretano (comercialmente conhecidos como "PU"), os mesmos possuem propriedades mecânicas semelhantes

às da borracha, que favorecem o amortecimento estrutural e dissipam energia mecânica do sistema. Além disso, os tarugos de PU estão disponíveis em diferentes durezas e diâmetros, o que os torna facilmente acessíveis no mercado para o desenvolvimento de outros modelos de atenuadores.

Devido à escassez de informações sobre as propriedades mecânicas do PU, foi necessário realizar ensaios de impacto conforme as diretrizes estabelecidas pela norma ASTM-E-1876-01 (ASTM, 2006) para determinar parâmetros como o módulo de elasticidade.

Semelhantemente ao ensaio de impacto realizado no trilho ferroviário onde foi possível obter a caracterização dinâmica experimental, o ensaio que tem como objetivo determinar as propriedades mecânicas do PU adota uma abordagem análoga. O material corpo é suspenso pelos pontos nodais e equipado com sensores para coleta de dados (Figura 24). Um martelo contendo um transdutor de força é então utilizado para aplicar impactos em todos os pontos predefinidos. Em seguida, um analisador de vibrações é empregado para determinar as frequências naturais do sistema e assim determinar as propriedades mecânicas desta material, onde serão discutidas no próximo capítulo.

Figura 24 - Ensaio no material de Poliuretano para determinar as propriedades mecânicas a partir do ensaio de impactação



Fonte: Autor (2024).

Após a obtenção dos dados das propriedades mecânicas do material destinado à fabricação dos atenuadores, torna-se imprescindível delinear a região de interesse na qual esses dispositivos devem intervir para reduzir os níveis de vibração mecânica. Reconhece-se que a sensibilidade auditiva humana não segue uma resposta linear, ou seja, a percepção do ruído varia em diferentes faixas de frequência. Nesse contexto, considerando a ponderação dos níveis sonoros de acordo com a curva de

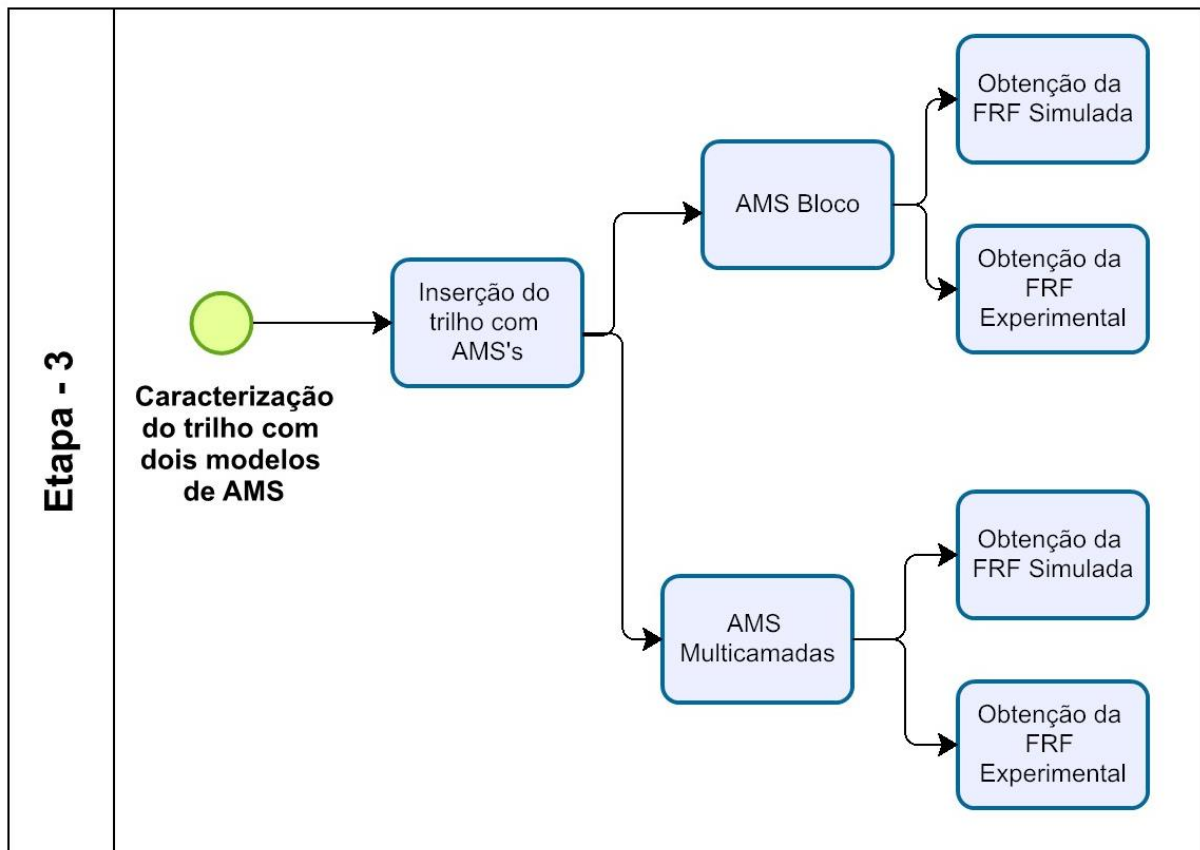
ponderação A, este estudo direciona-se para a mitigação das frequências em torno de 1.000 Hz. Essas frequências são escolhidas devido à sua maior incidência no ruído gerado pelo transporte ferroviário, bem como à sua significativa influência na percepção auditiva humana, resultando em uma considerável poluição sonora.

Conforme esboçado e debatido no segmento "Estado da arte de modelos e aplicações em sistemas ferroviários", a evolução de modelos de atenuadores destinados aos trilhos ferroviários é marcada por uma ampla variedade. Para este estudo, selecionaram-se dois modelos como referência inicial para o desenvolvimento proposto. O arranjo dimensional adotado é fundamentado nos modelos descritos neste contexto, como ilustrado nas Figura 16 e Figura 17. As dimensões e características específicas serão detalhadas no próximo capítulo.

### 3.3 ETAPA 3

Conforme observado na Figura 25, esta etapa consiste em testar os dois modelos de AMS's (Atenuador de Massa Sintonizada), obtendo os gráficos de FRF do sistema de forma simulada e de forma experimental. Onde torna-se possível compreender os efeitos causados a estrutura após a aplicação do atenuador proposto.

Figura 25 - Metodologia: Etapa 3

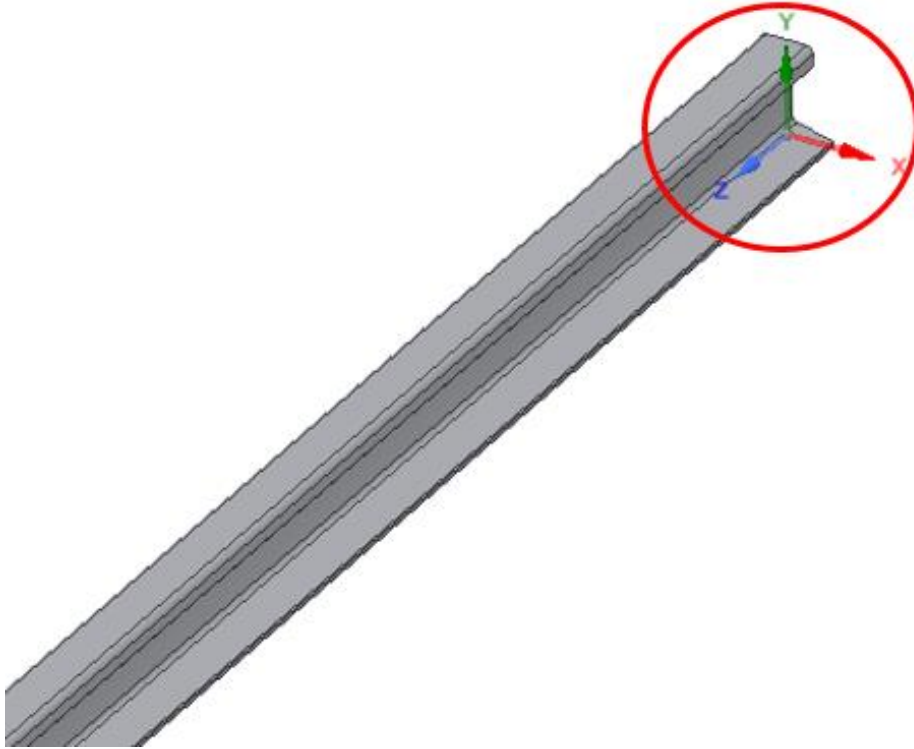


Fonte: Autor (2024).

Por último, os resultados provenientes da caracterização dinâmica do trilho, tanto experimentalmente e simulados, foram confrontados, visando discernir as diferenças entre esses dois métodos de modelagem. Esta análise tem como propósito evidenciar a concordância entre os resultados obtidos por meio da modelagem computacional e os dados adquiridos experimentalmente. Tal procedimento viabiliza uma avaliação minuciosa da eficácia no desenvolvimento dos atenuadores de vibração.

Neste projeto de pesquisa, será adotada a convenção de utilizar os eixos de coordenadas conforme ilustrado na Figura 26. Essa escolha proporcionará uma base consistente e padronizada para a análise e interpretação dos dados, facilitando a comunicação e compreensão dos resultados.

Figura 26 - Orientação dos eixos utilizado nesse trabalho



Fonte: Autor (2024).

## 4 RESULTADOS

### 4.1 CARACTERIZAÇÃO DINÂMICA DO TRILHO

Para este estudo, a caracterização dinâmica será abordada utilizando três metodologias distintas: modelagem analítica, simulação numérica computacional e coleta de dados a partir da modelagem experimental. Essa abordagem multifacetada permitirá a verificação dos dados provenientes de diversas fontes de coleta, possibilitando assim uma comparação abrangente entre elas. Tal procedimento é fundamental para a validação rigorosa dos resultados obtidos.

#### 4.1.1 Modelagem Analítica

Para determinar as frequências naturais do sistema a partir da abordagem analítica, é imprescindível considerar determinados parâmetros intrínsecos à propriedade mecânica do material e à distribuição de sua massa em relação a um eixo específico (momento de inércia). Tais valores são apresentados a seguir.

Tabela 5 – Parâmetros utilizados para realização do cálculo de frequências naturais através do método analítico

Módulo de Young (Pa)	212,42 e+9
Módulo de Cisalhamento (Pa)	82,33 e+9
Densidade Volumétrica (Kg/m <sup>3</sup> )	7,85 e+3
Comprimento total da peça (m)	2,015
Momento de inércia em X (m <sup>4</sup> )	6,08 e-6
Momento de inércia em Y (m <sup>4</sup> )	1,51 e-6

Fonte: Autor (2024).

Conforme apresentado e discutido (Equação 11 e 12), Rao (2008) apresenta uma formulação analítica capaz de descrever os valores das frequências naturais da estrutura. Como evidenciado na Tabela 4, são fornecidos os valores das frequências naturais do sistema em estudo em todos os graus de liberdade num intervalo de 0 a 2.000hz.

Tabela 6 - Frequências naturais obtidas pelo método analítico

N	Frequências (Hz)
1	0,000
2	90,479
3	181,530
4	249,410
5	500,470
6	808,240
7	981,110
8	1.207,400
9	1.290,800
10	1.621,800
11	1.686,300

Fonte: Autor (2024).

Mediante a análise dos espectros de frequência natural, observa-se que o valor atribuído ao primeiro modo é nulo. Tal fenômeno é justificado devido à característica da estrutura em se comportar como um corpo rígido, manifestando ausência de deformação e somente movimento. Essa condição é derivada das configurações de suporte livre-livre impostas ao sistema estrutural em estudo.

É importante destacar que a análise conduzida para a obtenção das frequências naturais de forma analítica neste estudo não levou em consideração o fator de amortecimento do material.

#### 4.1.2 Simulação Numérica

Como descrito na metodologia, o software Ansys foi selecionado como a plataforma primária para conduzir as simulações numérico-computacionais do objeto de estudo em questão. Nessa análise, é crucial considerar o fator de amortecimento do material, o qual influencia diretamente os valores das frequências naturais do sistema mecânico em análise.

Como demonstrado na Tabela 7, são fornecidos os valores das frequências naturais do sistema em estudo em todos os graus de liberdade num intervalo de 0 a 2.000hz.



Tabela 7 – Frequências Naturais obtidas pelo método simulado

Modo	Frequência amortecida [Hz]	Estabilidade [Hz]	Relação de amortecimento modal	Decremento logarítmico
1	1,53E-04	-1,34E-03	0,99349	-54,805
2	1,49E-04	-1,42E-03	0,99449	-59,615
3	1,50E-03	-2,38E-05	1,58E-02	-9,94E-02
4	9,51E-05	-2,16E-03	0,99903	-142,5
5	2,25E-03	-1,43E-04	6,34E-02	-0,39897
6	8,35E-05	-2,34E-03	0,99936	-175,92
7	88,644	-2,66E-02	3,00E-04	-1,89E-03
8	177,130	-5,31E-02	3,00E-04	-1,89E-03
9	225,840	-6,78E-02	3,00E-04	-1,89E-03
10	242,730	-7,28E-02	3,00E-04	-1,89E-03
11	450,560	-0,13517	3,00E-04	-1,89E-03
12	464,590	-0,13938	3,00E-04	-1,89E-03
13	476,560	-0,14297	3,00E-04	-1,89E-03
14	710,010	-0,213	3,00E-04	-1,89E-03
15	756,240	-0,22687	3,00E-04	-1,89E-03
16	854,050	-0,25621	3,00E-04	-1,89E-03
17	1003,400	-0,30101	3,00E-04	-1,89E-03
18	1088,200	-0,32645	3,00E-04	-1,89E-03
19	1289,900	-0,38697	3,00E-04	-1,89E-03
20	1311,200	-0,39336	3,00E-04	-1,89E-03
21	1345,00	-0,4035	3,00E-04	-1,89E-03
22	1468,500	-0,44055	3,00E-04	-1,89E-03
23	1743,100	-0,52294	3,00E-04	-1,89E-03
24	1802,200	-0,54067	3,00E-04	-1,89E-03
25	1895,200	-0,56856	3,00E-04	-1,89E-03
26	2201,400	-0,66043	3,00E-04	-1,89E-03

Fonte: Autor (2024).

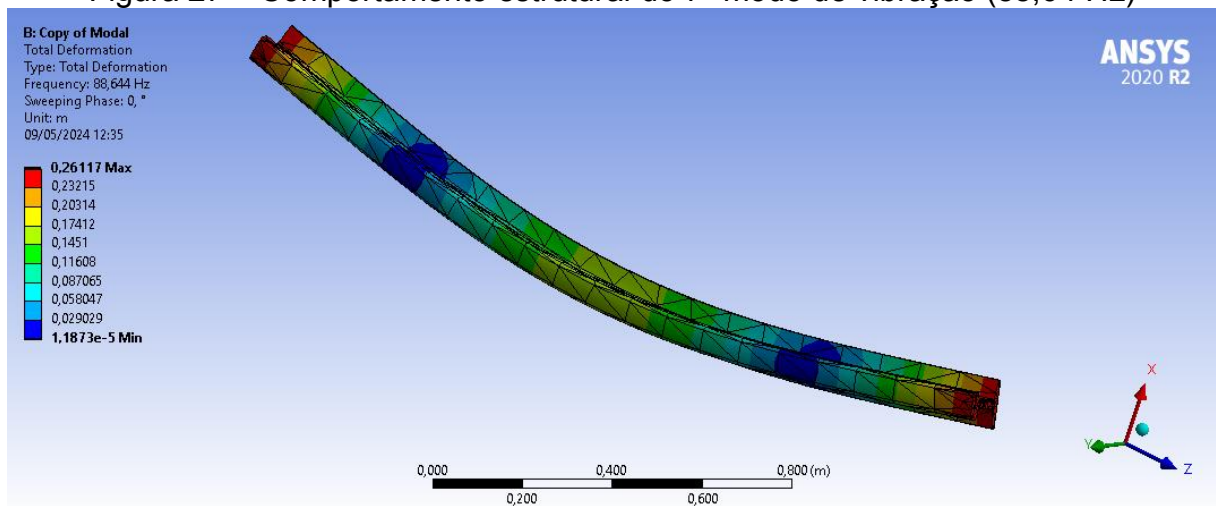
Dado seu potencial de precisão computacional, o modelo em questão oferece a capacidade de calcular uma série de parâmetros relevantes, tais como estabilidade, relação de amortecimento modal e decremento logarítmico. Estes parâmetros estão intrinsecamente ligados às características dinâmicas do sistema, especialmente quando se considera o amortecimento associado às propriedades estruturais que introduzem uma componente amortecedora no corpo em análise.

Outro aspecto crucial a ser observado são os valores associados aos seis primeiros modos de vibração, os quais revelam uma proximidade com zero. Esses valores correspondem às frequências naturais do sistema estrutural de corpo rígido, refletindo uma pequena influência do amortecimento. Além disso, é importante

ressaltar que essas seis frequências estão associadas aos seis graus de liberdade da estrutura, compreendendo rotações e deslocamentos ao longo dos eixos "X", "Y" e "Z", totalizando, dessa forma, seis frequências naturais correspondentes ao comportamento de corpo rígido.

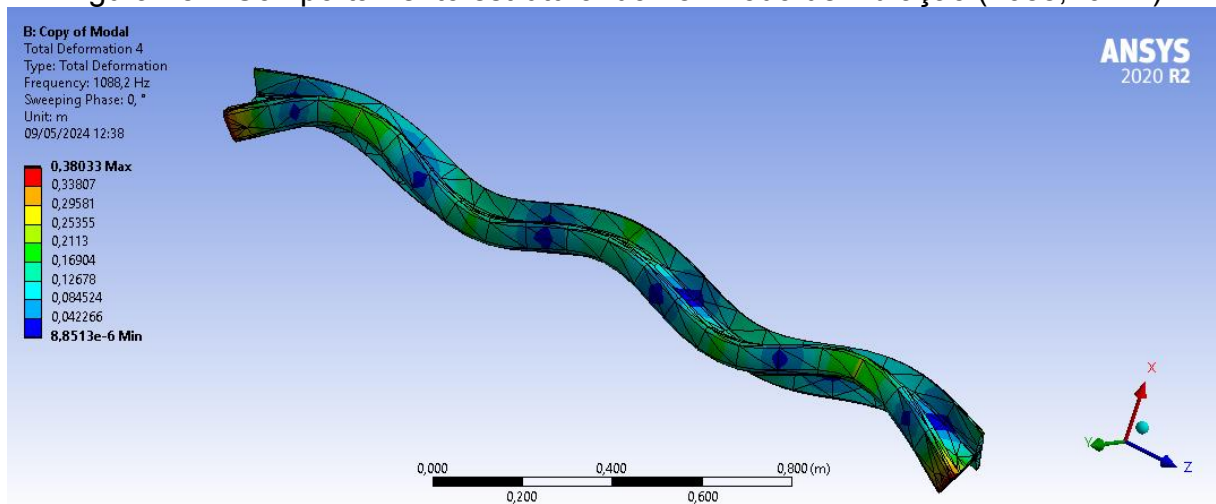
O *software* além de permitir o cálculo mais eficaz e em tempo hábil, possibilita uma maior precisão dos dados que podem ser comparados a outros métodos de obtenção destes parâmetros. Além disso, o programa permite a visualização de como a estrutura irá se comportar em determinadas frequências, associando estes efeitos e fazendo um rápido comparativo com a literatura, como é possível visualizar nas Figuras 27, 28 e 29.

Figura 27 – Comportamento estrutural do 7º modo de vibração (88,64 Hz)



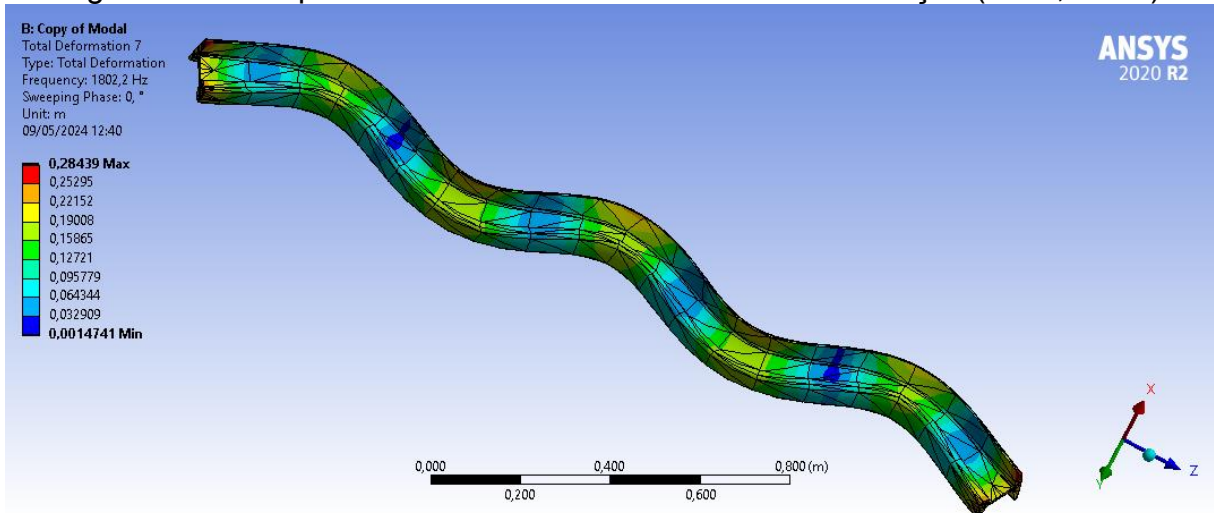
Fonte: Autor (2024).

Figura 28 – Comportamento estrutural do 18º modo de vibração (1088,20 Hz)



Fonte: Autor (2024).

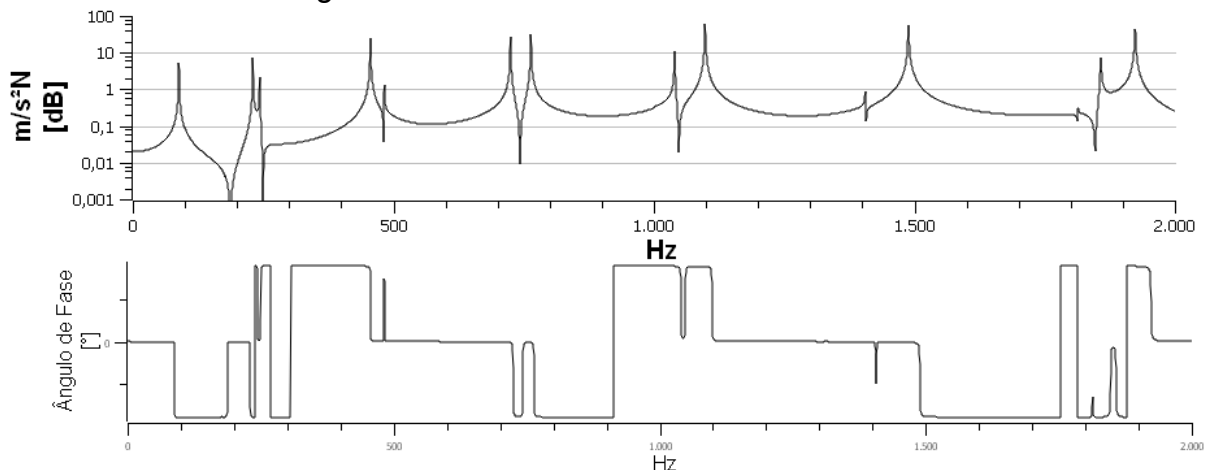
Figura 29 – Comportamento estrutural do 24º modo de vibração (1802,20 Hz)



Fonte: Autor (2024).

Uma análise adicional, facilitada pelo software Ansys, consiste na representação da Função de Resposta em Frequência (FRF). Esta análise gera um gráfico que descreve o comportamento dinâmico de um ponto específico em resposta à aplicação de uma força. A seleção deste ponto corresponde à posição do acelerômetro durante a coleta de dados experimentais, assegurando maior consistência e comparabilidade entre os resultados, conforme apresentado na Figura 30.

Figura 30 – FRF simulada obtida no Ponto 6



Fonte: Autor (2024).

A análise dos dados provenientes da obtenção de uma Função de Resposta em Frequência (FRF) a partir da modelagem experimental mostra-se crucial para a compreensão das propriedades modais e dinâmicas de um sistema mecânico. A FRF evidencia picos de amplitude em frequências específicas, os quais apontam para os

modos naturais de vibração do sistema, além de fornecer detalhes sobre a resposta dinâmica, tais como magnificação, atenuação e defasagem temporal entre a entrada e a saída. Além do registro do pico de amplitude, observa-se uma marcante variação no ângulo de fase, o que torna-se um grande indicio da presença de frequências naturais nesta localização

Esta etapa conduzida por meio de simulações numérico-computacionais possibilitou não apenas a obtenção de dados para a caracterização dinâmica estrutural do objeto de estudo, mas também facilitou uma compreensão mais aprofundada dos valores associados aos conceitos de frequência natural e Função de Resposta em Frequência (FRF) por meio da visualização dos comportamentos dinâmicos simulados pelo *software*. Além disso, permitiu a comparação desta abordagem com os conceitos amplamente debatidos por diversos autores no campo da vibração mecânica e frequências naturais em sistemas.

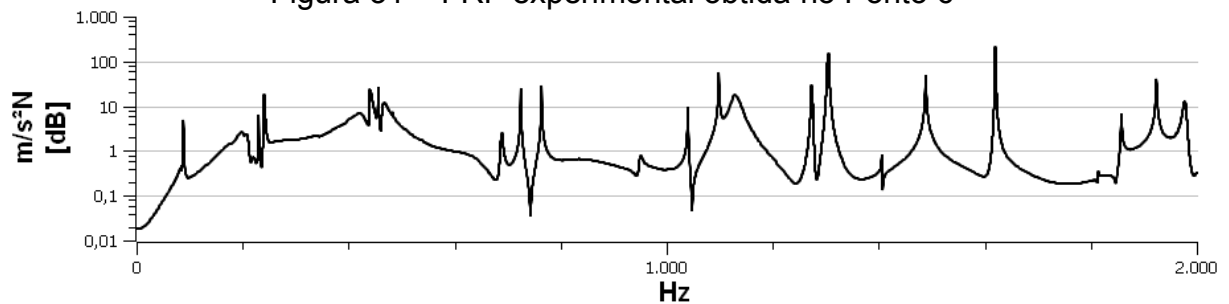
#### **4.1.3 Modelagem experimental**

Uma metodologia alternativa para a obtenção de dados que descrevem a dinâmica estrutural envolve a realização de experimentos. Este procedimento faz uso de um martelo impactador, equipado com um transdutor de força, para aplicar uma carga pontual na estrutura sob análise. Em seguida, um acelerômetro é utilizado para capturar as vibrações geradas pelo impacto. A combinação desses dispositivos com um analisador de sinais possibilita a aquisição precisa dos dados dinâmicos da estrutura.

Para mitigar possíveis interferências e garantir a precisão dos resultados, foi adotada a utilização de um acelerômetro uniaxial. Este sensor é direcionado especificamente para a coleta das respostas dinâmicas ao longo do eixo X (identificado na Figura 26) da estrutura. Essa escolha metodológica foi fundamentada nas premissas estabelecidas no presente estudo, visando garantir a confiabilidade e a exatidão das medições realizadas.

A Figura 31 demonstra o comportamento dinâmico estrutural do objeto de estudo através da representação da Função Resposta em Frequência obtida de forma experimental.

Figura 31 – FRF experimental obtida no Ponto 6



Fonte: Autor (2024).

#### 4.1.4 Comparação de resultados

Esta fase do estudo visa realizar uma análise comparativa dos métodos empregados - analítico, simulado e experimental - com o propósito de verificar a consistência entre eles. Tal abordagem metodológica é fundamental para assegurar a validade e a confiabilidade dos resultados obtidos, além de permitir a progressiva complexidade na aquisição de dados conforme o desenvolvimento dos dois modelos de atenuadores aplicados ao sistema, conforme os objetivos delineados neste trabalho. Ao confrontar os dados obtidos por cada método será possível a identificação de discrepâncias potenciais, bem como a avaliação da robustez das abordagens adotadas na caracterização da dinâmica da estrutura investigada.

A Tabela 8 apresenta uma comparação entre os valores das frequências naturais obtidos por meio dos métodos analítico e experimental, evidenciando a similaridade entre essas abordagens.

Tabela 8 – Comparação ente a obtenção dos dados de Frequência Natural de forma analítica e simulada

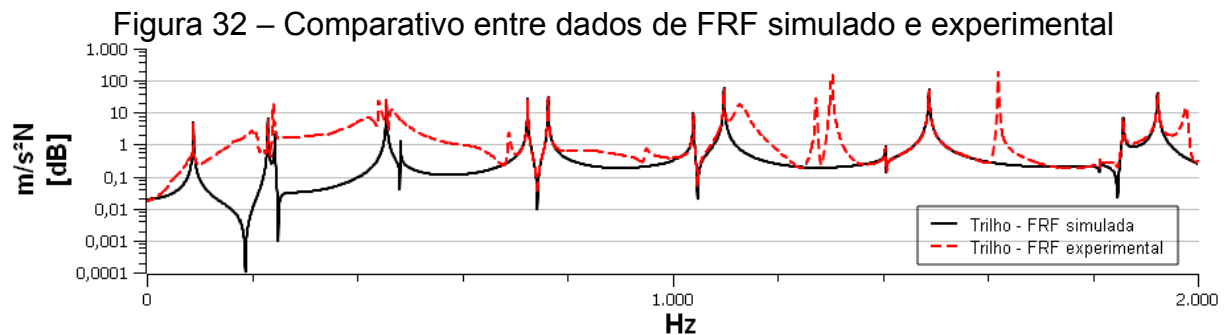
Frequência Natural [Hz]	Modo 01	Modo 02	Modo 03	Modo 04
Analítica	90,479	181,530	249,410	808,240
Simulada	88,644	177,130	242,730	854,050
Média	89,561	179,330	246,070	831,145
Desvio Padrão	0,917	2,200	3,340	22,905

Fonte: Autor (2024).

Os resultados observados referentes à determinação das frequências naturais do objeto de estudo revelam uma notável congruência. É crucial ressaltar que os dados derivados da análise analítica não incorporam o efeito do amortecimento, enquanto os dados provenientes das simulações numérico-computacionais levam em

conta tal efeito. Esta disparidade pode ser atribuída como potencial explicação para a discrepância observada entre os valores.

Uma vez estabelecida a concordância entre os dados obtidos analiticamente e os simulados, torna-se viável investigar o comportamento estrutural por meio da análise da Função de Resposta em Frequência. A comparação, conforme ilustrada na Figura 32, apresenta os resultados da dinâmica estrutural derivados tanto da simulação computacional quanto dos experimentos realizados.



Conforme evidenciado na Figura 32, observa-se a formação de picos que indicam pontos onde uma considerável resposta foi registrada. Os gráficos de Função de Resposta em Frequência (FRF) constituem ferramentas amplamente empregadas na análise das frequências naturais de um sistema, sendo os picos indicativos dessas frequências. Embora os valores provenientes das fontes experimentais e simuladas se assemelhem, há uma discrepância dinâmica nos valores experimentais, com a presença de picos não observados nos valores simulados nem na obtenção de frequências naturais de forma analítica. Uma possível justificativa para ocorrência deste fenômeno pode ser atribuída à geração de harmônicas pela estrutura de sustentação do trilho durante a aquisição dos dados experimentais, além das pequenas imperfeições presentes na estrutura sólida, as quais não são contempladas no modelo experimental nem no modelo analítico.

Portanto, pode-se deduzir que os dados de FRF obtidos de forma experimental e simuladas compartilham características semelhantes, o que sugere que a simulação é eficaz na representação dos efeitos reais durante a caracterização dinâmica.

## 4.2 ATENUADOR

### 4.2.1 Obtenção das propriedades mecânicas

Conforme discutido previamente, a seleção do material está fundamentada na capacidade do polímero em proporcionar amortecimento estrutural, devido às suas propriedades mecânicas, além de sua disponibilidade no mercado. Esses motivos conduziram à escolha do Poliuretano (PU) como componente essencial na composição do atenuador de vibração.

Com o intuito de determinar as propriedades mecânicas do material destinado à construção dos modelos dos atenuadores de massa sintonizada, é necessário empregar o método de excitação impulsiva conforme especificado na norma ASTM-E-1876-01 (2006), bem como seguir os princípios de vibração de corpos contínuos delineados por Inman et al. (2001). Os corpos de prova utilizados no ensaio são selecionados com base em suas frequências naturais de ressonância, que são determinadas a partir de parâmetros como módulo de elasticidade, massa e dimensões geométricas.

O procedimento empregado para a determinação das propriedades mecânicas do PU está intrinsecamente ligado à abordagem experimental, que consiste na identificação da primeira frequência natural do sistema, excluindo aquela associada ao movimento de corpo rígido. Nesse sentido, é imprescindível assegurar a condição de livre-livre da estrutura, alcançada por meio da suspensão do objeto nos seus pontos nodais, seguida pela discretização da superfície superior em 12 pontos equidistantes para a coleta de dados (Figura 24). Uma vez que o objeto de análise está devidamente instrumentado e os dados são adquiridos, torna-se viável a obtenção dos valores das propriedades mecânicas (Tabela 9).

Tabela 9 - Valores obtidos experimentalmente do corpo de prova em PU

<b>Frequência natural 1° modo [Hz]</b>	<b>Fator de amortecimento</b>
194	0,05

Fonte: Autor (2024).

Segundo Rao e Inman, a obtenção da frequência natural de um corpo contínuo pode ser obtida através de uma modelagem analítica. Desta forma, a o rearranjo do equacionamento foi realizado evidenciando o termo ( $E$ ), que representa o módulo de elasticidade do material, conforme equação 13.

$$E = \frac{\omega_n \rho A l^4}{4,73^4 I_x} \quad (13)$$

onde, a frequência natural em rad/s é representada por ( $\omega_n$ ), a densidade volumétrica ( $\rho$ ), a área ( $A$ ), o comprimento do corpo ( $l$ ) e o momento de inércia em relação ao eixo x ( $I_x$ ).

Assim, foi obtido o módulo de elasticidade do poliuretano (PU), com um valor de 89,3714 MPa.

#### 4.2.2 Concepção dos modelos

A fase de concepção dos atenuadores implica na formulação de dois modelos distintos, os quais baseiam-se em estudos observados durante a revisão bibliográfica realizada no contexto deste documento. Assim, para que ambos os dispositivos sejam capazes de atender às exigências de um sistema massa-mola, desempenhando a função de atenuação das vibrações do trilho, é essencial que apresentem uma massa e uma rigidez específicas.

Nesse sentido, a rigidez é determinada pelo módulo de elasticidade do poliuretano (PU), cuja obtenção e características foram previamente apresentadas e discutidas neste trabalho. Por sua vez, a massa é adquirida através do corpo do dispositivo ou de uma adição de metal à sua estrutura. Este processo de concepção visa assegurar que os atenuadores desenvolvidos possuam os requisitos necessários para efetivamente mitigar as vibrações estruturais e, conseqüentemente, reduzir o ruído associado ao sistema.

Os atenuadores de massa sintonizada são dispositivos projetados para operar de forma seletiva em intervalos específicos de frequência. Em outras palavras, estes dispositivos são concebidos para vibrar em uma frequência determinada, porém em fase oposta em relação ao movimento original, o que resulta na redução da amplitude de vibração em uma região particular.

Nesse contexto, a seleção cuidadosa da faixa de frequência de vibração é de extrema importância. Os dispositivos devem ser desenvolvidos para operar na frequência de 1.088 Hz. Esta decisão é justificada por, essa faixa de frequência é conhecida por ser especialmente crítica devido à sua maior sensibilidade à percepção



auditiva humana; em segundo lugar, durante a análise dinâmica do trilho em estudo, foi observado que sua frequência natural predominante está localizada no eixo X.

Os modelos concebidos para os atenuadores exibem características construtivas distintas, permitindo uma avaliação comparativa para determinar qual deles possui melhores configurações para esta situação. Ambos os modelos possuem um comprimento longitudinal de 300 mm, são instalados na alma do trilho e estão localizados no meio do seu comprimento longitudinal.

#### 4.2.2.1 *Atenuador modelo Bloco*

O desenvolvimento destes modelos baseiam-se conforme apresentado na Figura 16 e Figura 17, os mesmos são projetados para atuarem na frequência de 1.088Hz (18º modo de vibração natural da estrutura). Para a construção dos modelos de atenuadores, baseou-se nos princípios discutidos por Rao (2008), conforme equacionamentos apresentados abaixo (Equações 14, 15, 16 e 17)

$$\omega^2 = \frac{k}{m} \quad (14)$$

$$k = \frac{AE}{\epsilon} \quad (15)$$

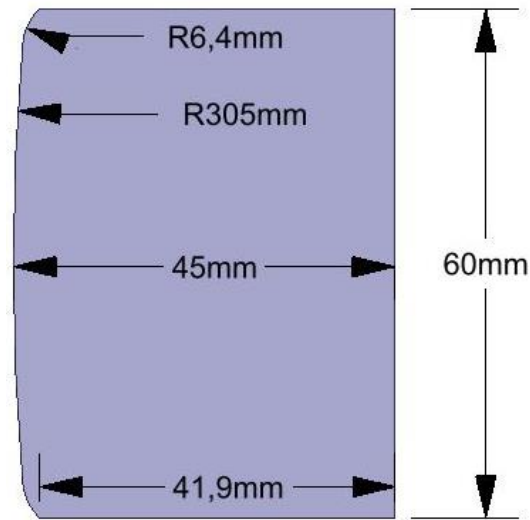
$$m = \rho V \quad (16)$$

$$\omega^2 = \frac{E}{\rho \epsilon^2} \quad (17)$$

onde, a espessura do dispositivo pode ser representada por ( $\epsilon$ ), a massa total do dispositivo ( $m$ ), a densidade mássica ( $\rho$ ) e o volume total ( $V$ ).

Assim, é viável determinar a espessura requerida para a construção do atenuador do modelo "Bloco". Através dos equacionamentos mencionados anteriormente, a espessura ótima do dispositivo é calculada como sendo de 45mm. A (Figura 33) apresenta a seção transversal do atenuador, que precisou ser modificada para garantir uma melhor integração com a alma do trilho, onde o atenuador será instalado.

Figura 33 – Secção transversal do atenuador bloco

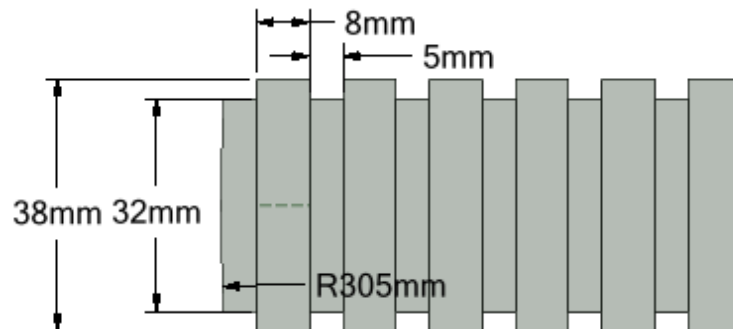


Fonte: Autor (2024).

#### 4.2.2.2 Atenuador modelo Multi-banda

A fabricação deste atenuador seguiu um processo semelhante ao atenuador da seção 4.2.2.1. No entanto, neste caso particular, cada elemento constituinte deste dispositivo é projetado com elasticidade e massa ajustadas de modo a sintonizá-lo com a frequência de interesse. As dimensões correspondentes são apresentadas na Figura 34.

Figura 34 - Secção transversal do atenuador multi-bandas



Fonte: Autor (2024).

A concepção deste modelo está intrinsecamente associada à distribuição de elementos que conferem massa e módulo de elasticidade ao atenuador. Para tanto, o atenuador é estruturado com camadas intercaladas de poliuretano (PU) e metal, resultando na configuração denominada atenuador multibandas.

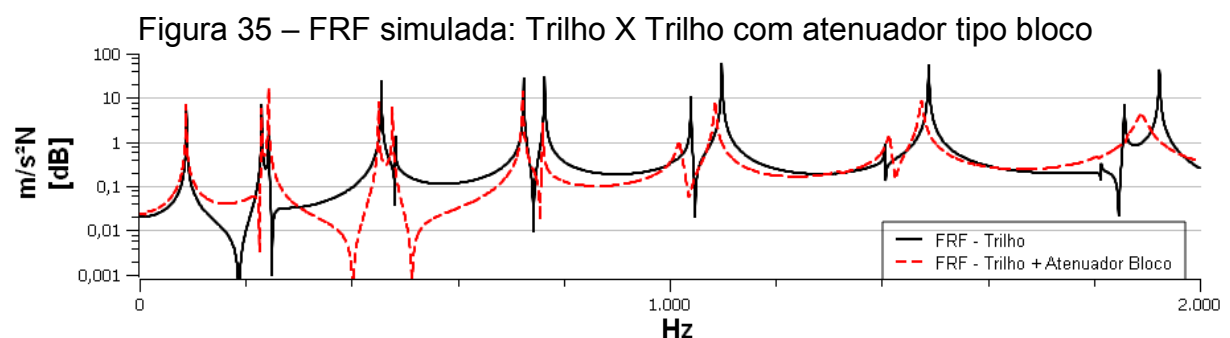
### 4.3 Comportamento estrutural – trilho/atenuador

A inserção de um atenuador no trilho visa à dissipação da energia de vibração em uma determinada frequência de interesse e, conseqüentemente, à redução da amplitude na frequência sintonizada. Essa ação é realizada mediante o ajuste do atenuador para a sintonia com a frequência de interesse. A avaliação da eficácia do atenuador abrange não apenas o decremento da amplitude na região de interesse, mas também a alteração na frequência, devido ao fenômeno de ressonância. Quando um objeto é sintonizado, espera-se que a estrutura manifeste dois picos de frequência em torno da frequência sintonizada (Figura 14).

#### 4.3.1 Trilho + Atenuador Bloco

##### 4.3.1.1 Simulação

Conforme observado na Figura 35, a análise do comportamento estrutural do trilho após a inserção do atenuador do tipo bloco revela uma modificação notável neste comportamento, evidenciada pela alteração das funções de resposta em frequência (FRF). Entretanto, é perceptível que em baixas frequências, até aproximadamente 400 Hz, não houve uma mudança significativa nos picos de FRF, os quais representam as frequências naturais do sistema. Este resultado era esperado, dado que o atenuador foi especificamente projetado para atuar em uma frequência de 1.088 Hz

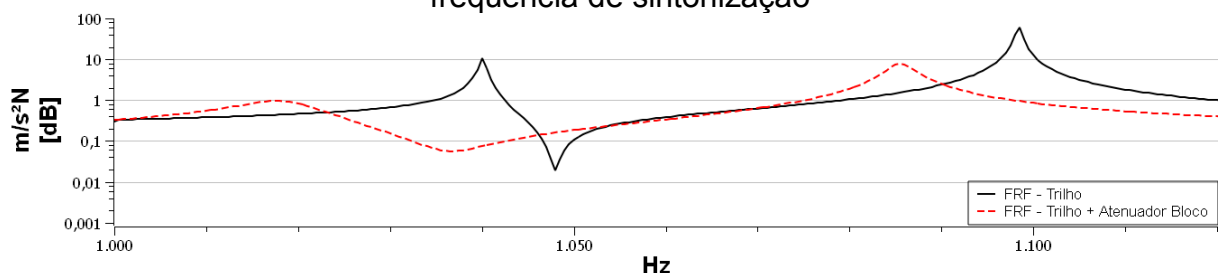


A inserção do atenuador no trilho demonstrou-se de grande eficácia, após a sua inserção na estrutura tornou-se possível observar modificações dinâmicas estruturais, redução de amplitude e deslocamento de frequências. Verifica-se que ocorreram reduções máximas de 10,27 dB (ou 90,61%) de amplitude e defasagem de frequência de -34 hz. Este comportamento é evidenciado pela atenuação dos picos das funções de resposta em frequência (FRF), tornando-os mais arredondados, o que indica a inserção de amortecimento estrutural, além da redução das amplitudes dos

picos. Esses resultados demonstram que o atenuador foi capaz de amortecer a estrutura e modificar as características dinâmicas do material estudado, conforme evidenciado a partir da obtenção dos dados simulados.

Ao analisar de forma mais detalhada a faixa de sintonização do atenuador de massa sintonizada de modelo bloco ao qual foi projetado, observa-se uma redução significativa na amplitude das vibrações na faixa de sintonização, apresentando reduções até 9,77 dB (ou 89,39%) de amplitude e defasagem de frequência de -22 hz dos picos. Este fenômeno pode ser atribuído à capacidade do atenuador de induzir amortecimento estrutural, tornando-os mais arredondados, o que indica a inserção de amortecimento estrutural, além da redução das amplitudes dos picos e defasagem dos picos de frequência, conforme evidenciado na Figura 36.

Figura 36 – FRF simulada: Trilho x Trilho com atenuador tipo Bloco, ênfase na frequência de sintonização



Fonte: Autor (2024).

Desta forma, pode-se obter as reduções de amplitude conforme expressas pela Tabela 10.

Tabela 10 - Dados de atenuação: FRF simulada atenuador Bloco

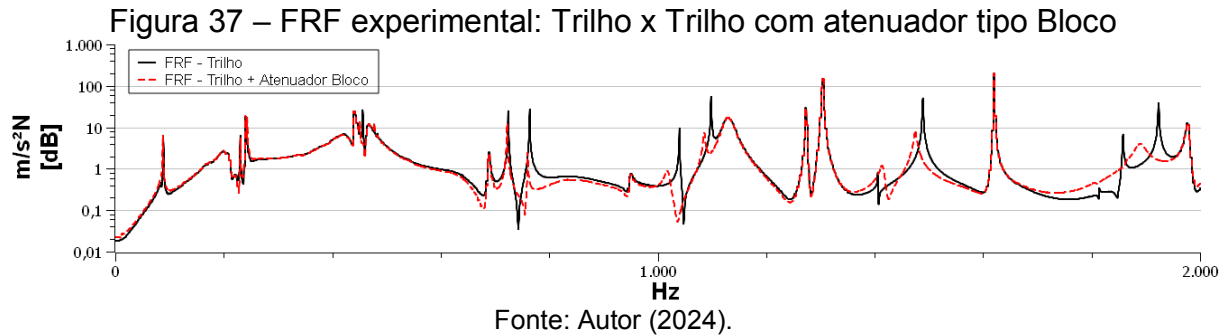
	<b>Atenuação [dB]</b>	<b>Atenuação [%]</b>	<b>Defasagem [Hz]</b>
<b>Pico 01</b>	9,744	89,393	-22
<b>Pico 02</b>	9,079	87,639	-14

Fonte: Autor (2024).

#### 4.3.1.2 Experimental

Após a obtenção dos dados experimentais, torna-se viável a realização de uma análise comparativa dos comportamentos dinâmicos do trilho antes e após a inserção do atenuador modelo Bloco (Figura 37). Semelhantemente aos dados obtidos por meio de modelagens simuladas (conforme descrito na seção 4.3.1.1), observa-se em determinados pontos a formação de picos após a aplicação do atenuador. Este fenômeno pode ser explicado pela introdução de um novo elemento na estrutura, que reage dinamicamente em diferentes frequências. No entanto, na

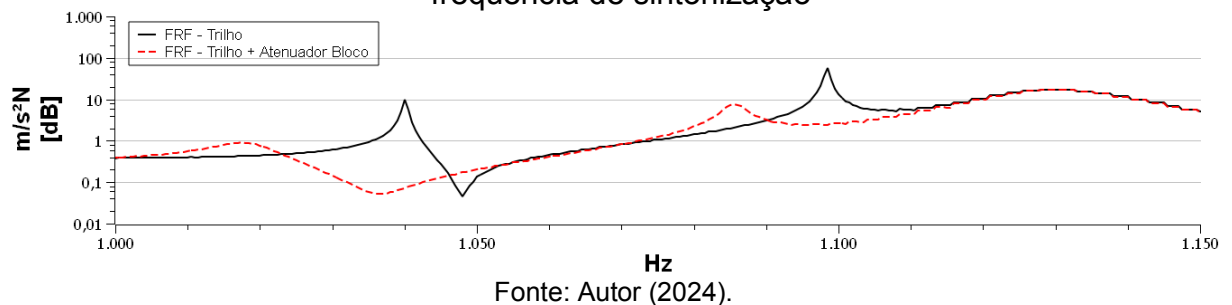
faixa de interesse, o atenuador consegue modificar a estrutura e gerar a desejada atenuação. Diferentemente dos dados simulados, o trilho em sua forma real apresenta algumas imperfeições pontuais, como descontinuidades, pequenas trincas e outros elementos de não homogeneidade, o que pode justificar a disparidade entre alguns resultados.



Conforme observado na Figura 37, torna-se possível obter as métricas que representa a redução de amplitude de vibração em toda a faixa de análise (de 0 a 2000 hz), desta forma as reduções máximas apresentam valores de 11,46 dB (ou 92,86%) de amplitude e defasagem de frequência de -34 hz entre picos.

Ao analisar o comportamento estrutural na faixa de interesse para a qual o atenuador foi projetado, verifica-se que a atenuação gerada apresentou valores máximos de 9,60 dB (ou 89,05%) e defasagem de picos de frequência em -22 hz, conforme Figura 38.

Figura 38 - FRF experimental: Trilho x Trilho com atenuador tipo Bloco, ênfase na frequência de sintonização



Desta forma, obtém-se os valores conforme apresentado Tabela 11.

Tabela 11 - Dados de atenuação: FRF experimental atenuador Bloco

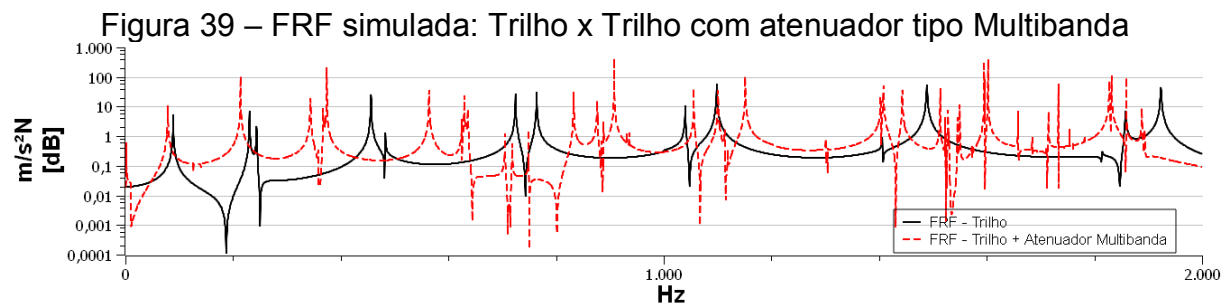
	Atenuação [dB]	Atenuação [%]	Defasagem [Hz]
<b>Pico 01</b>	9,609	89,059	-22
<b>Pico 02</b>	8,733	86,614	-13

Fonte: Autor (2024).

### 4.3.2 Trilho + Atenuador Multibanda

#### 4.3.2.1 Simulado

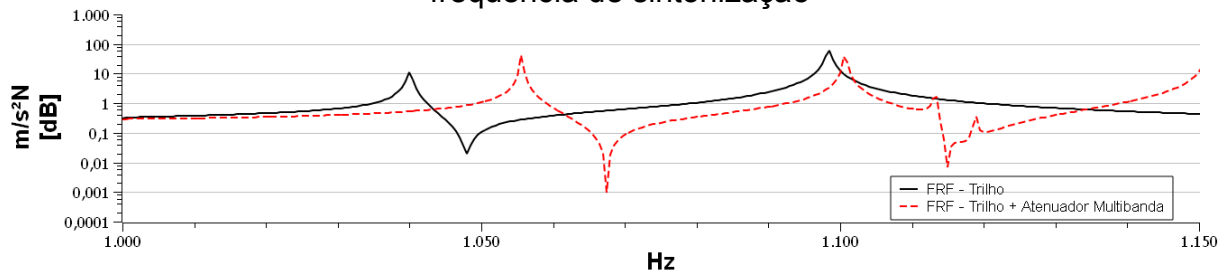
Conforme verificado na Figura 39, é possível analisar o comportamento estrutural do trilho com e sem a incorporação do atenuador do modelo Multibanda. O dispositivo em questão demonstrou eficácia na redução da amplitude estrutural, apresentando atenuações máximas de 13,601 dB (ou 95,63%) e defasagem entre picos de frequência com até -35 Hz. Contudo, observou-se a formação de um número significativo de picos de amplitude durante toda a faixa analisada, este fenômeno pode ser atribuído à resposta dinâmica gerada pelas camadas de poliuretano (PU) e pelas chapas metálicas que compõem o atenuador.



Fonte: Autor (2024).

A Figura 40 proporciona uma visualização aprimorada da resposta do dispositivo em estudo, considerando a faixa de interesse na qual o atenuador deve deslocar as frequências naturais do sistema. Especificamente, observa-se que através da análise dos dados obtidos de forma simulada, a inserção do atenuador de modelo Multibanda resultou em atenuação máxima de 2,139 dB (ou 38,89%) e defasagem nos picos de frequência máximo em +16 Hz. No entanto, a atenuação obtida não apresentou valores significativos, em um dos picos causando o aumento da amplitude em 6,241 dB (ou 310,55%) em ganho de energia.

Figura 40 - FRF simulada: Trilho x Trilho com atenuador tipo Multibanda, ênfase na frequência de sintonização



Fonte: Autor (2024).

Desta forma, torna-se possível obter os seguintes dados conforme expressos na Tabela 12.

Tabela 12 - Dados de atenuação: FRF simulada atenuador Multibanda

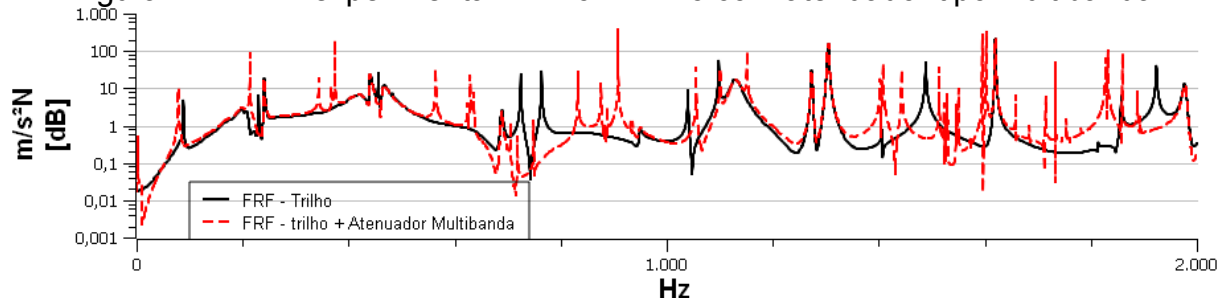
	<b>Atenuação [dB]</b>	<b>Atenuação [%]</b>	<b>Defasagem [Hz]</b>
<b>Pico 01</b>	-6,421	-310,553	+16
<b>Pico 02</b>	2,139	38,89	+2

Fonte: Autor (2024).

#### 4.3.2.2 Experimental

Conforme apresentado a seguir (Figura 41), a inserção do atenuador modelo Multibanda resultou na amplificação de certas faixas de frequência, apresentando compatibilidade com os resultados experimentais obtidos para este modelo de atenuador. Contudo, o principal objetivo do atenuador, que é modificar dinamicamente a resposta estrutural, foi alcançado gerando valores máximos de atenuação de amplitudes com 13 dB (ou 95,47%) e defasagem de picos de frequência representando valores de -35 Hz.

Figura 41 – FRF experimental: Trilho x Trilho com atenuador tipo Multibanda



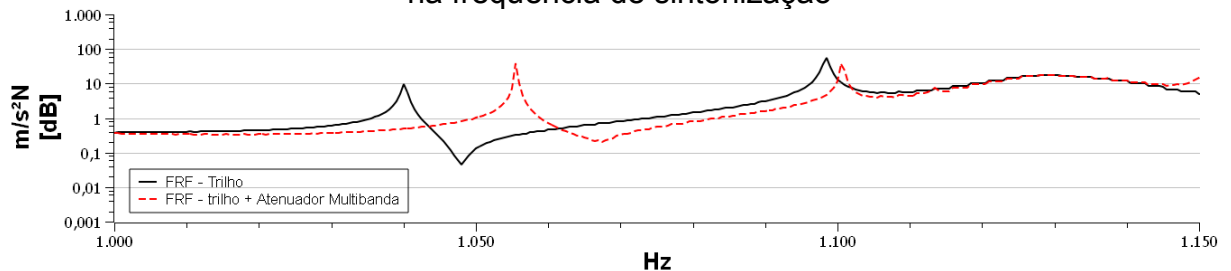
Fonte: Autor (2024).

De maneira semelhante à discussão realizada no tópico 4.3.2.1, verifica-se a ocorrência de certos picos ao longo da análise subsequente à inserção do atenuador. Este fenômeno pode ser explicado pela introdução de novas interações estruturais

decorrentes da aplicação do modelo de atenuador multibanda, que é responsável por modificar as interações na estrutura analisada.

A Figura 42 demonstra o deslocamento de frequências da estrutura após a inserção do atenuador de modelo Multibanda. Representando valores máximos de atenuação das amplitudes com 0,622 dB (ou 13,35%) e defasagem máxima dos picos de frequência com +15 Hz, porém é possível observar que ocorreu a formação de um pico que após a inserção do atenuador ocorreu o aumento da amplitude em 325%.

Figura 42 - FRF experimental: Trilho x Trilho com atenuador tipo Multibanda, ênfase na frequência de sintonização



Fonte: Autor (2024).

Desta forma, torna-se possível obter os seguintes dados conforme expressos na Tabela 13 - Dados de atenuação: FRF experimental atenuador Multibanda.

Tabela 13 - Dados de atenuação: FRF experimental atenuador Multibanda

	<b>Atenuação [dB]</b>	<b>Atenuação [%]</b>	<b>Defasagem [Hz]</b>
<b>Pico 01</b>	-6,287	-325,389	+15
<b>Pico 02</b>	0,622	13,357	+2

Fonte: Autor (2024).

## 4.4 Comparativo entre atenuadores

### 4.4.1 Dados Simulados

A partir da obtenção das Funções de Resposta em Frequência (FRF's) derivadas da modelagem simulada, é possível verificar que as características dinâmicas da estrutura são significativamente modificadas após a inserção dos atenuadores de modelo bloco e multibanda. Após a inserção dos dispositivos, observa-se a redução das vibrações mecânicas estruturais, atenuação da amplitude de movimento e, principalmente, modificação a resposta dinâmica do trilho na faixa de frequência em que os atenuadores, principalmente nas zonas de frequência em que foram sintonizados. Esse fenômeno pode ser explicado pela incorporação do elemento de Poliuretano (PU) na construção dos atenuadores, que proporciona

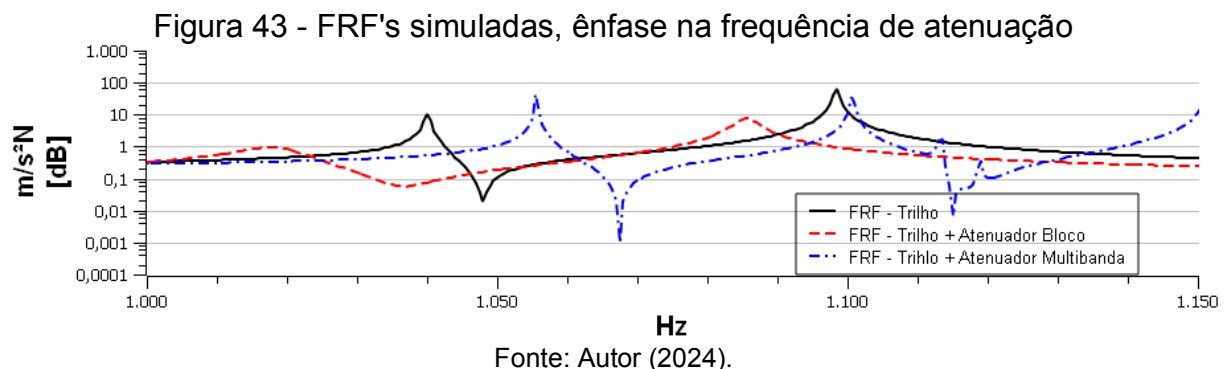


amortecimento estrutural devido às suas propriedades mecânicas, além dos dispositivos serem partes integrantes de um sistema sintonizado à frequência de interesse.

Conforme observado abaixo (Figura 43), um aspecto crucial a ser observado é que, após a inserção do atenuador do tipo bloco, ambos os picos de frequência foram atenuados, resultando em uma redução da amplitude do movimento em 9,744 dB e 9,079 dB, respectivamente. Diferentemente, o atenuador do modelo multibanda apresentou uma amplificação de 6,421 dB no primeiro pico e uma atenuação de 2,139 dB no segundo pico.

Pode-se observar que os atenuadores, ao serem aplicados na estrutura, não apenas promovem a redução das amplitudes, mas também causam um deslocamento nos picos de frequência. Especificamente, a inserção do modelo de atenuador tipo bloco na estrutura resultou em uma redução de 22 Hz no primeiro pico de frequência e de 14 Hz no segundo pico. Em contrapartida, o modelo multibanda apresentou um aumento dos picos de frequência em 16 Hz e 2 Hz, respectivamente.

Desta forma a inserção do atenuador de modelo bloco apresentou resultados superiores (quando comparado com o modelo multibanda), reduzindo a amplitude de movimento e promovendo a formação de picos com maior amortecimento. Essa melhoria é justificada pela formação de picos com contornos mais suaves, indicando um comportamento dinâmico otimizado.

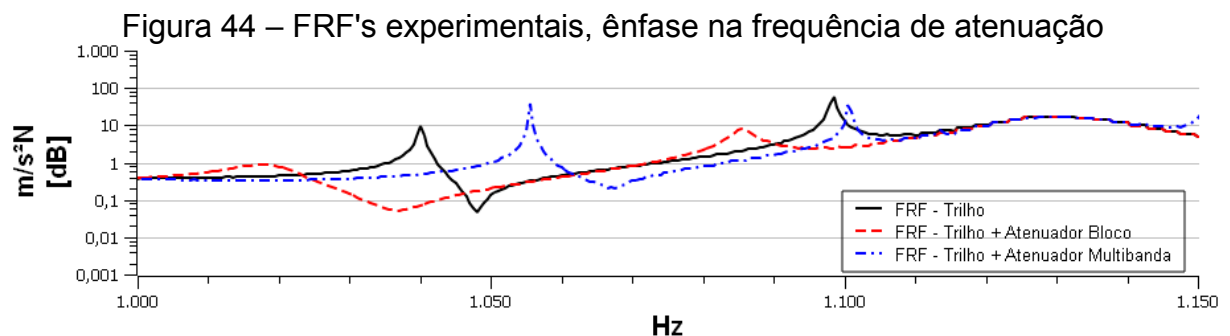


#### 4.4.2 Dados Experimentais

A análise das Funções de Resposta em Frequência (FRFs) obtidas de forma experimental, conforme Figura 44, revela que, em comparação com o dispositivo de modelo multibandas, o atenuador do tipo bloco apresentou uma redução da amplitude do movimento em 9,609 dB e 8,733 dB, respectivamente. Diferentemente, o atenuador

do modelo multibanda apresentou uma amplificação de 6,287 dB no primeiro pico e uma atenuação de 0,622 dB no segundo pico.

Observa-se que a aplicação dos atenuadores na estrutura não apenas promove a redução das amplitudes, mas também causa um deslocamento nos picos de frequência. Especificamente, a inserção do modelo de atenuador tipo bloco resultou em uma redução de 22 Hz no primeiro pico de frequência e de 13 Hz no segundo pico. Em contrapartida, o modelo multibanda apresentou um aumento dos picos de frequência em 15 Hz e 2 Hz, respectivamente.



#### 4.5 Comparativo entre métodos

Para demonstrar a convergência entre os dados obtidos via simulação e os dados experimentais, as figuras a seguir ilustram o comportamento dinâmico estrutural sob diferentes condições, conforme investigado neste estudo. A comparação entre os dados experimentais e simulados permite ao pesquisador avaliar a eficácia do método numérico computacional empregado e analisar detalhadamente os resultados obtidos.

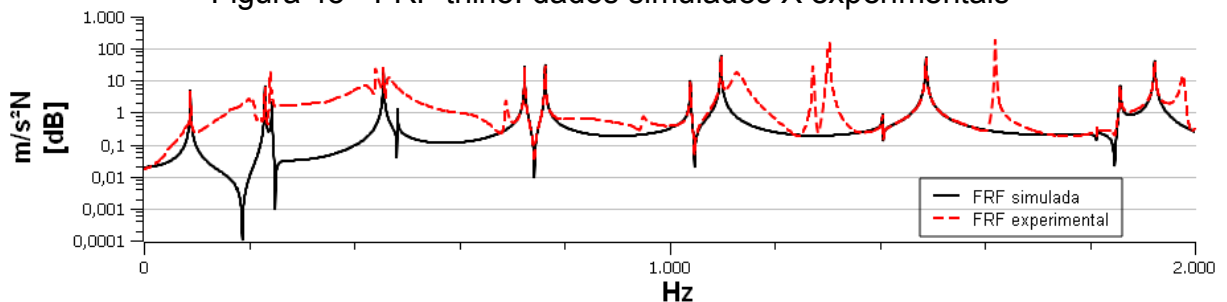
Ao plotar os valores obtidos por meio da modelagem simulada e experimental, espera-se observar uma tendência de convergência entre eles, indicando que a simulação possui um grau satisfatório de modelagem e é capaz de representar adequadamente o fenômeno real, prevendo seu comportamento. No entanto, sabe-se que os resultados simulados e experimentais podem não convergir totalmente, uma vez que os modelos simulados consideram a estrutura como totalmente homogênea e isenta de quaisquer defeitos ou descontinuidades em suas propriedades mecânicas e estruturais. Esta discrepância é uma consequência das simplificações e idealizações inerentes aos modelos numéricos.

Outro ponto a ser analisado refere-se à condição estrutural livre-livre, na qual o *software* permite que a estrutura seja analisada e simulada sem quaisquer

condições de contorno que possam interferir em seu deslocamento. Durante a coleta de dados experimentais, a peça foi apoiada em seus pontos nodais, conforme recomendado pela norma ASTM-E-1876-01 (ASTM, 2006). Este tipo de apoio, embora necessário, pode contribuir para a formação de harmônicas na estrutura devido à interferência induzida pelos pontos de suporte.

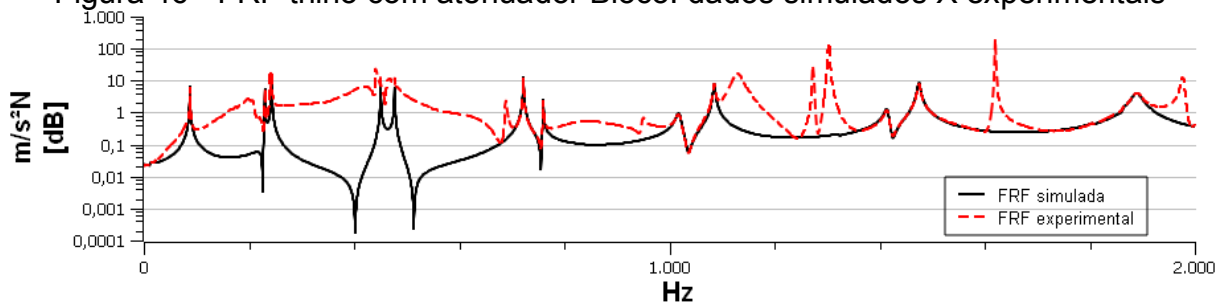
As Figura 45, 46 e 47 a seguir representam os dados obtidos por diferentes métodos possibilitando a comparação direta entre estes. Observa-se que, à medida que o dispositivo atenuador é acoplado à estrutura, há um aumento na formação de ruídos nos sinais. Este fenômeno pode ser atribuído à presença de harmônicas e à interação estrutural dos atenuadores quando inseridos no trilho.

Figura 45 - FRF trilho: dados simulados X experimentais



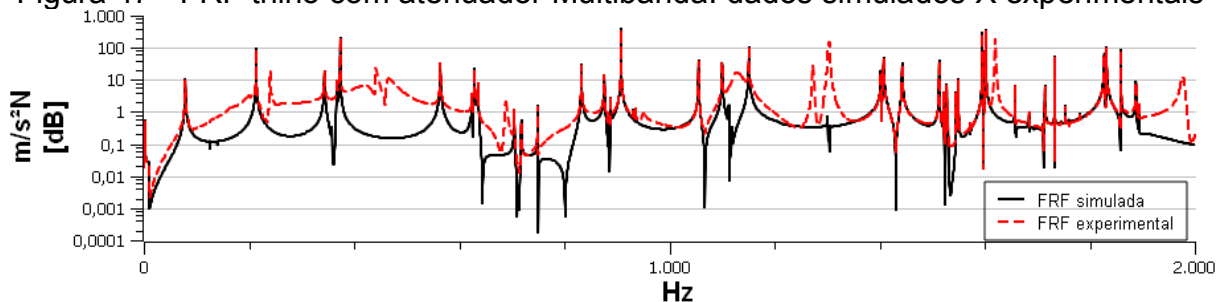
Fonte: Autor (2024).

Figura 46 - FRF trilho com atenuador Bloco: dados simulados X experimentais



Fonte: Autor (2024).

Figura 47 - FRF trilho com atenuador Multibanda: dados simulados X experimentais



Fonte: Autor (2024).

Com o objetivo de compilar os dados de atenuação na frequência de sintonização, a Tabela 14 representa os valores de atenuação após a aplicação dos

dois modelos de atenuadores desenvolvidos nesta pesquisa, comprando a obtenção dos dados de forma simulada e experimental.

Tabela 14 - Dados de atenuação

			<b>Atenuação [dB]</b>	<b>Atenuação [%]</b>	<b>Defasagem [Hz]</b>
<b>Atenuador Bloco</b>	<b>Simulado</b>	Pico 01	9,744	89,393	-22
		Pico 02	9,079	87,639	-14
	<b>Experimental</b>	Pico 01	9,609	89,059	-22
		Pico 02	8,733	86,614	-13
<b>Atenuador Multibanda</b>	<b>Simulado</b>	Pico 01	-6,421	-310,600	16
		Pico 02	2,139	38,890	2
	<b>Experimental</b>	Pico 01	-6,287	-325,400	15
		Pico 02	0,622	13,357	2

Fonte: Autor (2024).

Dessa forma, é possível quantificar as diferenças percentuais entre os dados obtidos experimentalmente e aqueles obtidos por simulação, evidenciando a similaridade entre eles. Após a inserção do atenuador tipo bloco, foi possível observar uma diferença de 1,395% e 3,885% nos valores de atenuação para os picos 01 e 02, respectivamente. Para o atenuador multibanda, as diferenças percentuais entre os valores de atenuação foram de 2,109% e 109,890%, para os picos 01 e 02 respectivamente.

## 5 CONCLUSÃO

O presente trabalho teve como objetivo desenvolver uma abordagem detalhada do processo de formação do ruído ferroviário e dos mecanismos de atenuação. Foi realizada a identificação e análise dos processos envolvidos durante a interação roda-trilho, além da utilização de dispositivos capazes de atenuar uma determinada faixa de interesse.

O modelo de trilho ferroviário empregado nesta pesquisa corresponde ao tipo TR-30. Inicialmente, foram conduzidos estudos para determinar suas frequências naturais. Utilizando modelagens analíticas, numérico-computacionais e experimentais, foi possível observar uma proximidade significativa e consequente consistência entre esses métodos. Essa abordagem permitiu uma caracterização dinâmica precisa do objeto de estudo, culminando na obtenção da Função Resposta em Frequência (FRF).

Com base nos estudos realizados, tornou-se possível dimensionar dois modelos de atenuadores: o modelo Bloco (devido à sua construção totalmente em poliuretano - PU) e o modelo Multibandas (com seis camadas de PU e seis camadas de material metálico, intercaladas). Esses dispositivos baseiam-se em modelos previamente desenvolvidos por outros autores quanto à sua configuração geométrica para aplicação em linhas férreas. Os dois modelos de atenuadores propostos demonstraram a capacidade de modificar dinamicamente a estrutura, reduzir a amplitude de vibração e deslocar os picos de frequência nas regiões de interesse. Esses modelos foram submetidos a testes de validação, comparando os resultados numérico-computacionais com dados experimentais. A validação comprovou a eficiência dos atenuadores propostos, destacando a maior eficácia do modelo de atenuador tipo Bloco, apresentando uma baixa variação na diferença percentual dos valores de atenuação (1,395% para o pico 01 e 3,885% para o pico 02) na região de interesse, expressando que os valores obtidos de forma experimental e simulada convergem-se entre si.

O comparativo entre as fontes de modelagem utilizadas nesta pesquisa, permitiu ao pesquisador comparar os dados e assegurar-se da existência de convergência entre os resultados, possibilitando avaliar a modificação dinâmica estrutural após a inserção dos dispositivos propostos. Gerando desta forma em uma redução de vibração mecânica em até 9,74 dB (ou 89,39%) e defasagem de frequência em até 22 Hz.

De forma geral, este trabalho avança significativamente o conhecimento associado a atenuação de vibrações em trilhos ferroviários, fornecendo soluções práticas e inovadoras. Espera-se que as investigações e metodologias aqui apresentadas inspirem novas pesquisas e inovações tecnológicas, promovendo a evolução contínua da infraestrutura ferroviária e contribuindo para um transporte mais eficiente e sustentável.

Sugestões para trabalhos futuros:

- Avaliar a eficácia dos atenuadores propostos medindo o nível de ruído ao longo da faixa de frequência e verificar a capacidade de atenuação que o mesmo promove em ruído acústico;
- Desenvolver e testar novos modelos de atenuadores para diferentes tipos de trilhos ferroviários;
- Desenvolver atenuadores de vibração com diferentes materiais de construção.

## 6 REFERÊNCIAS

AHMAD, N. A methodology for developing high damping materials with application to noise reduction of railway track. Tese (Doutorado) — Acoustical Society of America, 2009.

ALMEIDA, M. T. d. Vibrações Mecânicas para Engenheiros. [S.l.]: São Paulo: Edgard Blucher, 1990.

ANDERSON, D. et al. Mitigation of curve squeal noise in queensland, new south wales and south australia. development, Citeseer, v. 3, p. 4, 2008.

ANSYS. Computational Applications and System Integration Inc., Version 12.0, 2009.

ASTM-E-1876-01. E 1876-01: Standard test. method for dynamic young's modulus shear modulus, and poisson's ratio by impulse excitation of vibration. West Conshohocken: Astm Internationa, 2006.

BENEVELI, S. M. A. Atenuação de Vibrações em Edifícios. Tese (Doutorado) —PUC-Rio, 2002.

BOLINA, C. C. et al. Vibrações: As Frequências Naturais Estimada E Experimental De Uma Estrutura. Goiás, 2014.

BRAGA, N. C. Medidas do Ruído Ambiente (INS149). Disponível em: <<https://newtonbraga.com.br/usando-os-instrumentos/3556-ins149.html>>. Acesso em: 10 maio. 2024.

BRAZ, L. D. V. Aplicação de modelos analíticos para previsão de ruídos em sistemas ferroviários utilizados para transporte de cargas. 2020.

CAMPOS, N. B. F. Ajuste de Modelos Numéricos usando Funções de Resposta em Frequência. Tese (Doutorado) — Universidade Federal Fluminense, Niterói, 2012.

CHEN, J.; LIU, W.; SUN, X. Effects of tuned rail damper on track dynamic characteristics optimization. *Procedia engineering*, Elsevier, v. 199, p. 1616–1622, 2017.

CORDIER, J. et al. Acoustic impact of defects on railway wheel running surfaces. In: *World Congress on Railway Research*, Montreal, Canada. [S.l.: s.n.], 2006.

CSORTOS, G.; AUGUSZTINOVICZ, F.; KAZINCZY, L. Examination of rail dampers with respect to noise and vibration mitigation. *Periodica Polytechnica Civil Engineering*, v. 64, n. 3, p. 658–667, 2020.

DNIT. Parâmetros Indicadores de Intervenções em Áreas Urbanas. Brasília, 2016. Disponível em: [www.dnit.gov.br/download/consultaspublicas/ferroviario/Parametros](http://www.dnit.gov.br/download/consultaspublicas/ferroviario/Parametros).

EADIE, Donald T.; SANTORO, Marco; KALOUSEK, Joe. Railway noise and the effect of top of rail liquid friction modifiers: Changes in sound and vibration spectral distributions in curves. *Wear*, Elsevier BV, v. 258, n. 7-8, p. 1148–1155, mar. 2005. DOI: <10.1016/j.wear.2004.03.061>.

EWINS, D. J., 2000, *Modal testing: theory, practice and application*. 2 ed.

FORNER, I. P. Análise modal numérica de um conjunto porta e retrovisor de um automóvel. Universidade Tecnológica Federal do Paraná, 2019.

FU, Z.-F.; HE, J. *Engineering acoustics. Modal Analysis*, Elsevier, v. 1, 2001.

FUJINO, Y.; SOONG, T.; SPENCER, B. *Structural control: Basic concepts and applications*. 1996.



GERGES, S. N. Ruído: fundamentos e controle. 1ª Edição. [S.l.: s.n.], 1992.

DEN HARTOG, P. J. Mechanical vibrations. [S.l.]: McGraw-Hill, New York, United States., 1956.

HANSON, David; JIANG, Jiandong; DOWDELL, Bruce; DWIGHT, Richard. Curve squeal: causes, treatments and results. In: DAVY, John et al. (Ed.). Proceedings of Internoise 2014. Melbourne, Austrália: The Australian Acoustical Society, nov. 2014.

HECKL, M. A.; ABRAHAMS, I. Curve squeal of train wheels, part 1: mathematical model for its generation. Journal of Sound and Vibration, Elsevier, v. 229, n. 3, p. 669–693, 2000.

HEY, H. L. Apostila de sistemas de controle I: Centro de processamento de dados. [s.n.], 2019. Disponível em: <http://coral.ufsm.br/gepoc/renes/Templates/arquivos/elc418/elc418-cap8.pdf>

INMAN, D. J. et al. Engineering vibration. [S.l.: s.n.], 2001.

JACON NETO, Adriano. Estudo de Teste Modal por Martelo de Impacto e Correlação de Simulação Transiente Usando Método de Elementos Finitos: Um Caso Industrial. 2016. 53 f. Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Escola de São Carlos da Universidade de São Paulo, São Carlos, 2016.

JIANG, Jiandong; HANSON, David; DOWDELL, Bruce. At-source control of freight rail noise: A case study. Acoustics Australia, v. 43, n. 3, set. 2015. DOI: <10.1007/s40857-015-0026-3>.

JR, L. J., MARTINS C. A. Extensometria Básica Ponta Grossa, 2012.70p, 1ªed.

KOHLER, R.; SPECHT, L. P.; BRONZATI, G. D. Ruído causado pelo transporte ferroviário em um segmento urbano: estudo do caso da cidade de Ijuí-RS noise

caused by rail transport in an urban segment: study of the case of Ijuí-RS city. *Teoria e Prática de Engenharia Civil*, n. 19, p. 13–23, 2012.

KUCHAK, A. J. T.; MARINKOVIC, D.; ZEHN, M. Parametric investigation of a rail damper design based on a lab-scaled model. *Journal of Vibration Engineering & Technologies*, Springer, v. 9, n. 1, p. 51–60, 2021.

LEE, C.-L. et al. Optimal design theories and applications of tuned mass dampers. *Engineering Structures*, Elsevier, v. 28, n. 1, p. 43–53, 2006.

LEME, Leandro Marinho Marques. Estudo comparativo de técnicas de análise modal experimental no domínio da frequência em uma barra na condição de contorno livre-livre. 2014. 88 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Pato Branco, 2014.

LI, W. et al. Development of multi-band tuned rail damper for rail vibration control. *Applied Acoustics*, Elsevier, v. 184, p. 108370, 2021.

LICITRA, G. Noise mapping in the EU: models and procedures. [S.l.]: CRC Press, 2012.

LICITRA, G. et al. Annoyance evaluation due to overall railway noise and vibration in pisa urban areas. *Science of the total environment*, Elsevier, v. 568, p. 1315–1325, 2016.

LIMA, L.. Uma Breve Introdução à Análise Modal de Vibrações. 2016. 68 f. Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Mato Grosso, Rondonópolis, 2016.

LIMA, Michelline Nery Azevedo. Modal test in low natural frequency structures by using as exciter an instrumented hammer. 2006. 80 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, 2006.

LIU, H.; ZHU, D. Controlling the vibration and noise of a ballasted track using a dynamic vibration absorber with negative stiffness. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, SAGE Publications Sage UK: London, England, v. 234, n. 10, p. 1265–1274, 2020.

MALDONADO-MERCADO, J. C. *Passive and active control of structures*. [s.l.] Massachusetts Institute of Technology, 1995.

MEGAHED, S.; ABD EL-RAZIK, A. K. Vibration control of two degrees of freedom system using variable inertia vibration absorbers: Modeling and simulation. *Journal of Sound and Vibration*, Elsevier, v. 329, n. 23, p. 4841–4865, 2010.

MEEHAN, Paul A.; LIU, Xiaogang. Modelling and mitigation of wheel squeal noise amplitude. *Journal of Sound and Vibration*, Elsevier BV, v. 413, p. 144–158, jan. 2018. DOI: <10.1016/j.jsv.2017.10.032>.

MÖSER, M. *Engineering acoustics*. Nova York (Estados Unidos): Springer Publishing, Springer, 2009.

NIELSEN, J. C.; JOHANSSON, A. Out-of-round railway wheels-a literature survey. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, SAGE Publications Sage UK: London, England, v. 214, n. 2, p. 79–91, 2000.

NUNES, M.; SATTler, M. Percepção do ruído aeronáutico em escolas da zona I do PEZR do Aeroporto Internacional Salgado Filho. *ENGEVISTA*, v.6, n. 3, p. 5-24, 2004.

OLIVEIRA, J. R. d. *Biofísica: para ciências biomédicas*. [S.l.]: EdiPUCRS, 2014.

OWEN, S.J., A survey of unstructured mesh generation technology, in: *Proc. 7th Internat. Meshing Roundtable*, Dearborn, MI, USA, October 1998

PIEREN, R. et al. Auralization of railway noise: Emission synthesis of rolling and impact noise. *Applied Acoustics*, Elsevier, v. 127, p. 34–45, 2017.

PROJEX GROUP PTY LIMITED. Strailastic Noise Reduction. [s.l.: s.n.]. Disponível em: <https://projex.com.au/wp-content/uploads/2016/03/STRAILastic-BROCHURE.compressed.pdf>, Acesso em: 20 de abril de 2024.

RADES, M. et al. *Encyclopedia of vibration*. [s.l.] Academic Press, 2002.

RAILWAYRAIL. Trilho de aço TR30. Disponível em <<https://www.railwayrail.com/pt/products/tr30-steel-rail/>> Acessado em 19 de fevereiro de 2024.

RANA, R.; SOONG, T. Parametric study and simplified design of tuned mass dampers. *Engineering structures*, Elsevier, v. 20, n. 3, p. 193–204, 1998. RAO, S. *Vibrações Mecânicas*. São Paulo: Prentice Hall, 2008.

RAO, Singiresu S. “*Vibrações Mecânicas*”. Pearson-Prentice Hall, 2008.

REMINGTON, P. J. Wheel/rail rolling noise, i: Theoretical analysis. *The journal of the Acoustical Society of America*, Acoustical Society of America, v. 81, n. 6, p. 1805–1823, 1987.

REMINGTON, P. J.; RUDD, M. J; VÉR, I. L. *Wheel/rail noise and vibration Vol. I: Mechanics of wheel/rail noise generation*. Washington, EUA, 1975.

UMTA-MA-06-0025-75-10

RUDD, M. Wheel/rail noise—part ii: Wheel squeal. *Journal of Sound and Vibration*, Elsevier, v. 46, n. 3, p. 381–394, 1976.

SANTOS, M. A. F. et al. Vibração ferroviária: causas, efeitos, descritores e ações de mitigação - uma revisão de literatura. *Revista caribeña de ciencias sociales*, v. 12, n. 6, p. 2875–2895, 2023.

SCHWARZ, B. J.; RICHARDSON, M. H. Experimental modal analysis. CSI Reliabilityweek, Orlando FL, v. 35, n. 1, p. 1–12, 1999.

SEABRA, J.H. Mecânica do Contacto Hertziano. Universidade do Porto, 2003

SILVA, Romário César da. Estudo das frequências naturais de um chassi tubular de um protótipo Baja offroad. 2019. 79 f. Monografia (Graduação em Engenharia de Controle e Automação) - Escola de Minas, Universidade Federal de Ouro Preto, Ouro Preto, 2019.

SOARES, H. A atenuação de ruídos primários no ambiente urbano: Critérios mundialmente adotados para os níveis de incomodidade. 21ª Semana de Tecnologia Metroferroviária, 2015.

SORIANO, H. L. Introdução à dinâmica das estruturas. [S.I.]: ElsevierRio de Janeiro, 2014.

STUSSI, V. Absorvedor Dinâmicos de Vibrações. 2015. 65 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) - Engenharia Mecânica. [s.l.: s.n.].

THOMPSON, D. Railway noise and vibration: mechanisms, modelling and means of control. [S.I.]: Elsevier, 2008.

THOMPSON, David. Railway noise and vibration: Mechanisms, modelling and means of control. 1. ed. Amsterdam: Elsevier, 2009. ISBN 9780080451473.

ZAJARKIEWICCH, D.F.B. Poluição sonora urbana: principais fontes. Aspectos jurídicos e técnicos. Pontifícia Universidade Católica de São Paulo, 2010.

WARBURTON, G.; AYORINDE, E. Optimum absorber parameters for simple systems. Earthquake Engineering & Structural Dynamics, Wiley Online Library, v. 8, n. 3, p. 197–217, 1980.

WORLD HEALTH ORGANIZATION. WHO 2003: Occupational and community noise. Geneva, 2003.

WU, T. On the railway track dynamics with rail vibration absorber for noise reduction. *Journal of Sound and Vibration*, Elsevier, v. 309, n. 3-5, p. 739–755, 2008.

WU, T. Theoretical study on noise reduction of rail component by use of rail absorber. In: *Noise and Vibration Mitigation for Rail Transportation Systems*. [S.l.]: Springer, 2008.

WU, T.; THOMPSON, D. A hybrid model for the noise generation due to railway wheel flats. *Journal of Sound and Vibration*, Elsevier, v. 251, n. 1, p. 115–139, 2002.