



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

AMANDA CONRADT

ANÁLISE DE MEDIDAS MITIGADORAS PARA CONTROLE DE RUÍDO FERROVIÁRIO

Joinville
2024

AMANDA CONRADT

ANÁLISE DE MEDIDAS MITIGADORAS PARA CONTROLE DE RUÍDO FERROVIÁRIO

Dissertação submetida ao Programa de Pós Graduação em Engenharia e Ciências Mecânicas da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do título de mestre em Engenharia e Ciências Mecânicas.

Orientador: Prof. Dr. Thiago Antônio Fiorentin

Coorientador: Prof. Dr. Yesid Ernesto Asaff Mendoza

Joinville
2024

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

Conradt, Amanda

Análise de medidas mitigadoras para controle de ruído ferroviário / Amanda Conradt ; orientador, Thiago Antonio Fiorentin, coorientador, Yesid Ernesto Asaff Mendoza, 2024.

84 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. Ruído ferroviário. 3. Medidas de controle . 4. Impacto sonoro. I. Fiorentin, Thiago Antonio . II. Mendoza, Yesid Ernesto Asaff. III. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós Graduação em Engenharia e Ciências Mecânicas. IV. Título.

Amanda Conradt

Análise de medidas mitigadoras para controle de ruído ferroviário

O presente trabalho em nível de mestrado foi avaliado e aprovado por banca examinadora composta pelos seguintes membros:

Prof. Dr. Andrea Piga Carboni
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Dr. Marcos Alves Rabelo
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Dr. Paulo Henrique Mareze
Universidade Federal de Santa Maria

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.

Prof. Dr. Wagner Maurício Pachekoski
Pós-Graduação

Prof. Dr. Thiago Antônio Fiorentin
Orientador

Joinville, dia 16 do fevereiro de 2024

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a minha família, por todo suporte, incentivo e por todo apoio durante o período de pós graduação.

Aos meus orientadores Thiago e Yesid pela orientação, auxílio e pela contribuição no meu desenvolvimento durante todos os anos de pesquisa.

À Universidade Federal de Santa Catarina pelo ensino gratuito e de qualidade.

À VALE pelo suporte financeiro durante a pesquisa, e a engenheira Katilene por contribuir com a realização das medições em campo.

Às amigas que me acompanham e me apoiam, e à todos que de alguma forma fizeram parte deste período de pós graduação.

RESUMO

O impacto sonoro causado por trens pode interferir diretamente no conforto e na saúde de habitantes nas proximidades das ferrovias. Desta forma, a aplicação de soluções para diminuição do ruído ferroviário é fundamental na melhoria da qualidade de vida destas pessoas. Este trabalho teve como objetivo analisar medidas de controle de ruído ferroviário aplicadas na Estrada de Ferro Vitória-Minas (EFVM). Para isso, primeiramente, foi necessário o entendimento das fontes de ruído do tráfego ferroviário e seus principais mecanismos de geração. Na sequência, foram coletados os níveis de pressão sonora emitidos por trens de transporte de carga, e assim analisada a eficiência das medidas mitigadoras utilizadas. As medidas analisadas consistiram no uso de barreira acústica, atenuadores ferroviários instalados na ferrovia, e estratégias de manutenção de rodas e trilhos, como análise de defeitos de rodas ferroviárias, esmerilhamento de trilhos e manutenção de juntas isoladas coladas (JICs). Com as medições de ruído em campo, foi observada uma atenuação máxima de 14 dB(A) na região com barreira acústica. Os atenuadores ferroviários não apresentaram redução significativa no ruído médio dos trens analisados. Ao analisar as estratégias de manutenção de rodas e trilhos, foi possível observar que a manutenção das rodas podem evitar um ruído de impacto de até 10 dB(A). Já o esmerilhamento dos trilhos pode causar um aumento do ruído de rolagem em até 8 dB(A), que vai diminuindo com o passar dos dias, conforme a carga transportada. Por fim, a manutenção de JICs pode contribuir com a redução do ruído ferroviário em até 5 dB(A), dependendo da periodicidade da manutenção.

Palavras-chave: Impacto sonoro. Ruído ferroviário. Medidas de controle. Barreira acústica. Atenuadores ferroviários. Manutenção de rodas e trilhos.

ABSTRACT

The noise impact caused by trains can directly interfere with the comfort and health of people living near railways. Therefore, the application of solutions to reduce railway noise is fundamental to improving the quality of life of these people. The aim of this study was to analyse railway noise control measures applied on the Estrada de Ferro Vitória-Minas (EFVM). To do this, it was first necessary to understand the sources of railway traffic noise and their main generation mechanisms. Next, the sound pressure levels emitted by freight trains were collected and the efficiency of the mitigating measures used was analysed. The measures analysed consisted of the use of acoustic barriers, rail dampers installed on the railway, and wheel and rail maintenance strategies, such as analysing rail wheel defects, grinding rails and maintaining insulated rail joints (IRJ). The field noise measurements showed a maximum attenuation of 14 dB(A) in the area with the noise barrier. The railway dampers did not significantly reduce the average noise of the trains analysed. When analysing wheel and rail maintenance strategies, it was observed that wheel maintenance can prevent impact noise of up to 10 dB(A). Rail grinding, on the other hand, can cause an increase in rolling noise of up to 8 dB(A), which decreases as the days go by as the load is transported. Finally, the maintenance of IRJ can help reduce railway noise by up to 5 dB(A), depending on the frequency of maintenance.

Keywords: Railway noise. Control measures. Acoustic barrier. Railway damper. Wheel and track maintenance.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Superestrutura da via permanente.	17
Figura 2 – Classificação da superestrutura.	18
Figura 3 – Trilho tipo Vignole.	19
Figura 4 – Bitola da via.	19
Figura 5 – Perfil da junta do trilho.	20
Figura 6 – Designação das partes de uma roda ferroviária.	21
Figura 7 – Calo na roda.	22
Figura 8 – Roda com <i>shelling</i>	22
Figura 9 – Roda com <i>spalling</i>	23
Figura 10 – Zona de contato roda/trilho.	24
Figura 11 – Variação da pressão ambiente em função do tempo.	26
Figura 12 – Níveis de audição.	28
Figura 13 – Curvas de ponderação A, B, C e D.	29
Figura 14 – Nível de pressão sonora em função da velocidade do trem para diferentes fontes de ruído.	30
Figura 15 – Ilustração da geração do ruído de rolagem.	31
Figura 16 – Modelo de geração do ruído de rolagem.	32
Figura 17 – Movimento do truque em uma curva.	33
Figura 18 – JIC.	34
Figura 19 – Geometrias de ruído de impacto e curva NPS x velocidade do trem.	35
Figura 20 – Efeitos de barreira convencional e baixa-próxima em linha simples e dupla.	37
Figura 21 – Representação de barreira acústica para cálculo da perda de ruído.	38
Figura 22 – Atenuador ferroviário.	39
Figura 23 – Conceito de atenuador de massa sintonizada.	40
Figura 24 – Faixas típicas de coeficiente de atrito para trilho seco, modificadores de atrito e lubrificantes.	42
Figura 25 – Partículas do modificador de atrito flexíveis ajustadas à camada de terceiro corpo.	43
Figura 26 – Modificador de atrito <i>TOR</i>	43
Figura 27 – Mecanismo do esmerilhamento de trilhos.	45
Figura 28 – Trilho sendo esmerilhado.	46
Figura 29 – Equipamentos utilizados nas medições.	51
Figura 30 – Medições na região da barreira acústica.	52
Figura 31 – Medições na região dos <i>dampers</i>	53

Figura 32 – Medições para análise da influencia do esmerilhamento do trilho no ruído.	54
Figura 33 – Medições de ruído do trem teste com defeitos em rodas.	55
Figura 34 – Imagem acústica no momento do impacto no trilho de uma das rodas com defeito.	56
Figura 35 – Defeitos nas rodas dos vagões do trem teste.	57
Figura 36 – Medições para análise da influencia do esmerilhamento do trilho no ruído.	58
Figura 37 – JICs analisadas.	59
Figura 38 – Comparação dos níveis de pressão sonora no domínio da frequência das regiões com e sem barreira acústica.	61
Figura 39 – Parâmetros utilizados no cálculo de atenuação de ruído com barreira.	62
Figura 40 – Comparação da perda calculada e medida do ruído com barreira acústica.	63
Figura 41 – Comparação dos níveis de pressão sonora no domínio da frequência das regiões com e sem <i>damp</i> er do trem de minério vazio 01.	64
Figura 42 – Comparação dos níveis de pressão sonora no domínio da frequência das regiões com e sem <i>damp</i> er do trem de minério cheio.	65
Figura 43 – NPS médio antes e após o esmerilhamento dos trilhos nas Linhas 01 e 02.	66
Figura 44 – Linhas 01 e 02 antes e após o esmerilhamento dos trilhos.	68
Figura 45 – Ruído de impacto dos pares de vagões com defeito.	70
Figura 46 – NPS x área do maior defeito do par vagão	72
Figura 47 – NPS x profundidade do maior defeito do par vagão	73
Figura 48 – Comparação da periodicidade de manutenção de JICs no ruído de rolagem de trens.	74

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Relação entre pressão sonora e nível de pressão sonora.	27
Tabela 2 – Instrumentos utilizados nas medições.	50
Tabela 3 – Comparação de NPS da passagem de trens em áreas com e sem barreira acústica	60
Tabela 4 – Parâmetros utilizados para previsão da diminuição de ruído com barreira acústica.	62
Tabela 5 – Comparação do NPS de rolagem nas regiões com e sem <i>damper</i> . .	64
Tabela 6 – MTBT nos dias 02, 03 e 04 nas Linhas 01 e 02.	69
Tabela 7 – Comparação de NPS médio de rolamento das JICs em dB(A). . . .	74
Tabela 8 – NPS de rolagem dos trens que passaram pelas JICs com manutenção em 2018, 2021 e 2022.	75

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

EFVM	Estrada de Ferro Vitória-Minas
NPS	Nível de Pressão Sonora
JIC	Junta Isolada Colada
TOR	<i>Top Of Rail</i>
TMD	<i>Tuned Mass Damper</i>
AMV	Aparelho de Mudança de Via
RIV	<i>Rail Inspection Vehicle</i>
MTBT	Milhões de Toneladas Brutas Transportadas

LISTA DE SÍMBOLOS

p_a	Pressão atmosférica [Pa]
p_0	Pressão de referência [Pa]
f	Frequência [Hz]
T	Período [s]
A	Amplitude da variação de pressão em relação à pressão ambiente [Pa]
p	Pressão sonora [s]
λ	Comprimento de onda [m]
c	Velocidade da onda sonora no ar [m/s]
L	Nível de pressão sonora [dB]
L_r	Nível de pressão sonora do ruído de rolagem [dB(A)]
L_0	Nível de pressão sonora de referência [dB(A)]
N	Fator N
V_0	Velocidade de referência [km/h]
V	Velocidade do trem [km/h]
L_c	Nível de pressão sonora do ruído de curva [dB(A)]
ϕ	Eficiência de irradiação da roda
A	Área de irradiação da roda [m ²]
E	Distância entre eixos do truque [m]
R	Raio da curva [m]
V_{CR}	Velocidade crítica em vias rígidas [m/s]
V_{CE}	Velocidade crítica em vias elásticas [m/s]
r	Raio da roda [m]
g	Aceleração gravitacional [m/s ²]

M	Massa do veículo [kg]
m_r	Massa da roda [kg]
β	Parâmetro β
K	Rigidez por unidade de comprimento do trilho [N/m]
E	Módulo de elasticidade do trilho [Pa]
I	Momento de inércia da seção transversal do trilho [kg/m ⁴]
ρ_t	Massa do trilho por unidade de comprimento [kg/m]
D_i	Perda de ruído com barreira acústica [dB]
k_f	Número de Fresnel
a	Comprimento em torno da barreira [m]
b	Comprimento em torno da barreira [m]
c	Comprimento em torno da barreira [m]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
1.1	Objetivo	16
1.1.1	Objetivo Geral	16
1.1.2	Objetivos Específicos	16
1.2	Estrutura do texto	16
2	REVISÃO TEÓRICA	17
2.1	Conceitos do transporte ferroviário	17
2.1.1	Via permanente	17
2.1.2	Roda ferroviária	20
2.1.3	Contato roda/trilho	23
2.2	Conceitos de acústica	25
2.2.1	Propagação da onda sonora	25
2.2.2	Nível de pressão sonora	26
2.2.3	Filtros de banda de oitava e de 1/3 de oitava	27
2.2.4	Curvas de ponderação	28
2.3	Ruído ferroviário	29
2.3.1	Ruído de rolagem	30
2.3.2	Ruído em curva	32
2.3.3	Ruído de impacto	34
2.4	Norma para medição de ruído ferroviário	36
2.5	Estado da arte	36
2.5.1	Barreira acústica	36
2.5.2	Atenuadores ferroviários (<i>Dampers</i>)	38
2.5.3	Lubrificação e modificadores de atrito	41
2.5.4	Manutenção de trilhos e rodas	44
2.5.4.1	Esmerilhamento do trilho	45
2.5.4.2	Reperfilagem da roda	47
2.5.4.3	Manutenção de juntas ferroviárias	48
3	METODOLOGIA	50
3.1	Barreira acústica	51
3.2	<i>Dampers</i>	52
3.3	Esmerilhamento do trilho	53
3.4	Manutenção de rodas	54
3.5	Manutenção de JICs	57

4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	60
4.1	Barreira acústica	60
4.2	<i>Dampers</i>	63
4.3	Esmerilhamento de trilho	65
4.4	Manutenção de rodas	69
4.5	Manutenção de JICs	73
5	CONCLUSÕES	76
	REFERÊNCIAS	79

1 INTRODUÇÃO

O ruído é uma fonte de poluição sonora que vem sendo estudada por afetar diretamente a saúde da população humana. Os sistemas de transporte são a principal fonte de ruído ambiental, incluindo o tráfego rodoviário, ferroviário e aéreo. No tráfego ferroviário, as emissões sonoras variam em função dos tipos de trens, sendo os trens de carga a principal causa de problemas de ruído ferroviário (LABORATORIES, 1991; BERGLUND et al., 1999; LICITRA, 2012).

O ruído do tráfego ferroviário é proveniente de diferentes tipos de fontes, como o ruído em curva ou *squeal noise*, que é o ruído produzido pela interação entre rodas e trilhos quando um trem passa por uma curva. Os trens também podem emitir um ruído aerodinâmico, sendo este predominante em altas velocidades. O ruído de rolagem é uma das principais fontes e é causado por vibrações da roda e do trilho no contato roda/trilho. Já o ruído de impacto, é o som produzido pela excitação de rodas e trilhos quando há descontinuidades nas superfícies, como juntas nos trilhos e irregularidades nas rodas (THOMPSON, 2009).

Existem diferentes estratégias para mitigação do ruído ferroviário, podendo ocorrer no seu caminho de propagação, com soluções como barreiras acústicas, ou no receptor, com janelas à prova de som. No entanto, a opção mais eficaz e econômica é a redução de ruído diretamente na fonte. Por outro lado, o controle de ruído na fonte é mais complexo, visto que necessita conhecimento dos mecanismos de geração. Além disso, é importante garantir que as soluções adotadas não comprometam a operação segura e econômica do sistema (JIANG; HANSON; DOWDELL, 2015; THOMPSON, 2009).

Para desenvolver medidas de controle deve ser investigada a fonte de ruído, e após isso, verificados e tratados os mecanismos de geração. A investigação da fonte pode envolver a análise da assinatura do ruído que evidenciem fontes tradicionais, como ruído de rolagem, ruído em curva, ruído aerodinâmico, entre outros. Uma vez identificadas as fontes de ruído, os mecanismos de produção dessas fontes devem ser compreendidos por meio de medições mais detalhadas. Por fim, medidas de controle podem ser projetadas e testadas, compreendendo simulação e testes físicos, e os melhores resultados podem ser obtidos alinhando as soluções com economia operacional e de manutenção (JIANG; HANSON; DOWDELL, 2015).

Neste trabalho, será realizado um estudo sobre a emissão de ruído em um sistema ferroviário para transporte de cargas, onde serão analisadas algumas soluções para controle do ruído ferroviário. Primeiro, será feita uma revisão bibliográfica para identificar as fontes de ruído ferroviário, compreender os mecanismos de geração e

suas medidas mitigadoras. Em seguida, serão analisadas as soluções utilizadas na Estrada de Ferro Vitória-Minas (EFVM) para os mecanismos de ruído estudados.

1.1 OBJETIVO

Nesta seção serão descritos o objetivo geral e os objetivos específicos deste trabalho.

1.1.1 Objetivo Geral

Analisar medidas mitigadoras para controle do ruído gerado por trens de transporte de carga.

1.1.2 Objetivos Específicos

Os seguintes objetivos são propostos neste trabalho.

- Apresentar uma revisão bibliográfica sobre as principais fontes de ruído ferroviário e seus mecanismos de geração;
- Identificar medidas mitigadoras de ruído ferroviário por meio de um levantamento de estado da arte;
- Realizar medições de níveis de pressão sonora (NPS) de trens de transporte de carga com a aplicação de algumas das medidas para diminuição de ruído apresentadas;
- Analisar a eficácia das soluções aplicadas na EFVM na redução do ruído de acordo com a literatura.

1.2 ESTRUTURA DO TEXTO

Este trabalho é composto por cinco capítulos, iniciando com esta introdução, seguida do objetivo geral e objetivos específicos. O segundo capítulo apresenta uma revisão teórica que abrange conceitos do transporte ferroviário, acústica, ruído ferroviário, e norma técnica para medição de ruído ferroviário. Além disso, o capítulo contém o estado da arte de medidas mitigadoras de ruído ferroviário.

Em seguida, no terceiro capítulo, é descrita a metodologia utilizada para as medições de ruído ferroviário com a aplicação de medidas mitigadoras. No Capítulo 4, são apresentados os resultados e discussões das medições de ruído realizadas. Por fim, no último capítulo são feitas as conclusões, além de sugestões para trabalhos futuros.

2 REVISÃO TEÓRICA

Para a compreensão das medidas mitigadoras para controle de ruído emitido por trens, são abordados neste capítulo conceitos relacionados ao transporte ferroviário e à acústica, bem como as principais fontes de ruído ferroviário.

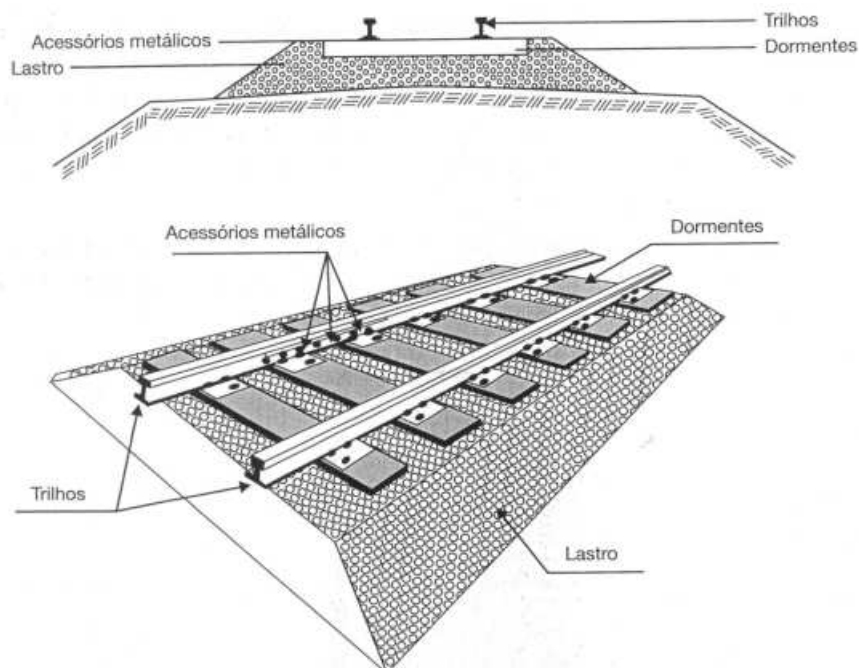
2.1 CONCEITOS DO TRANSPORTE FERROVIÁRIO

A via permanente é responsável por suportar as cargas geradas por um veículo ferroviário e o guiá-lo através dos trilhos. Nesta seção, serão apresentados conceitos relacionados à via permanente, rodas ferroviárias e contato roda/trilho.

2.1.1 Via permanente

A via permanente é formada pela infraestrutura e superestrutura, onde todo o conjunto de obras de terraplanagem, túneis e viadutos, além de outros processos que corrigem o solo inicial, compõem a infraestrutura da via. A infraestrutura é responsável por suportar a superestrutura, que recebe diretamente os impactos causados pela circulação dos veículos e desgastes provocados pelo meio ambiente. Os principais componentes da superestrutura são os trilhos, dormentes, acessórios metálicos e lastro, conforme ilustrado na Figura 1 (STEFFLER, 2013; NABAIS, 2014).

Figura 1 – Superestrutura da via permanente.



Fonte: Steffler (2013, p. 6).

A superestrutura pode ser classificada como rígida ou elástica. No caso de vias elásticas, ou convencionais, utiliza-se o lastro para distribuir as cargas provenientes do material rodante, o que garante a elasticidade fazendo com que a carga transmitida pelos trilhos seja suportada, conforme mostrado na Figura 1. Já as vias rígidas possuem os trilhos fixados diretamente sobre uma viga, ou podem possuir dormentes apoiados sobre lajes de concreto (NABAIS, 2014). Na Figura 2 é possível observar estes dois tipos de estruturas ferroviárias.

Figura 2 – Classificação da superestrutura.



(a) Via elástica.

Fonte: Autoria própria (2021).



(b) Via rígida.

Fonte: Wang et al. (2017).

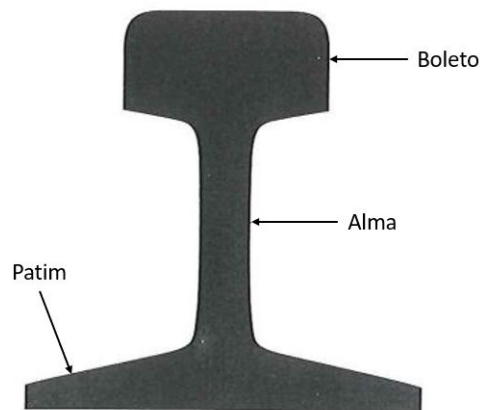
O lastro ferroviário pode ser definido como as pedras utilizadas abaixo dos dormentes. Este material deve ser resistente à abrasão, com um volume adequado para absorver os esforços transversais e longitudinais dos trilhos fornecendo elasticidade à via (STEFFLER, 2013). Além disso, o lastro deve garantir a drenagem adequada das águas superficiais. Se a água da chuva permanecer no lastro, algumas plantas e gramíneas crescem na área da pista e podem causar irregularidades na pista. Além disso, em regiões que ocorrem o congelamento das águas superficiais, a rigidez da pista pode aumentar, causando o aumento das forças dinâmicas (ZHAI; WANG; LIN, 2004).

Acima do lastro, estão os dormentes, estes compõem a superestrutura e possuem a função de distribuir a carga no lastro, dando suporte adequado e seguro para os trilhos. Os dormentes devem resistir aos esforços solicitantes e permitir boa fixação do trilho, garantindo a ligação necessária entre o trilho e o dormente. Existem dormentes de madeira, concreto, aço e plástico, com diferentes características quanto à durabilidade, desempenho, custo e à resistência mecânica.

Os trilhos constituem a via permanente e são responsáveis por guiar e sustentar o trem transferindo os esforços das rodas para os dormentes. Além disso, a

geometria do trilho deve ser adequada para suportar as pesadas cargas dos trens. Atualmente, é utilizada a geometria do perfil Vignole, esta favorece a resistência à flexão e é composta por boleto, alma e patim, conforme ilustrado na Figura 3 (STEFFLER, 2013; NABAIS, 2014).

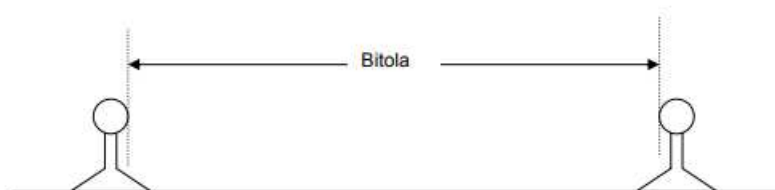
Figura 3 – Trilho tipo Vignole.



Fonte: Nabais (2014, p. 195)

O boleto é responsável por receber as cargas das rodas, e deve ter uma área de contato adequada para reduzir a pressão e permitir o desgaste. A alma faz a ligação entre o boleto e o patim, e deve possuir altura resistente à flexão e espessura mínima que garanta resistência e rigidez transversal. O patim é a parte que fica em contato com o dormente, este possui formato achatado com intuito de reduzir a pressão de contato e facilitar as fixações. A distância entre trilhos, medida no boleto, é conhecida como bitola, conforme mostrada na Figura 4 (STEFFLER, 2013; NABAIS, 2014).

Figura 4 – Bitola da via.



Fonte: Porto (2004, p. 7)

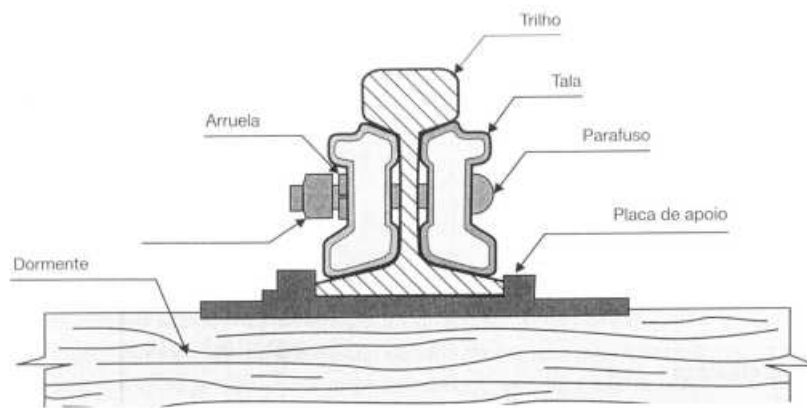
Nas curvas, o trilho externo, também chamado de trilho alto, deve estar em uma elevação maior do que o trilho interno, ou trilho baixo. Essa elevação é chamada de superelevação e ajuda a compensar a força centrífuga do veículo ao fazer a curva (COENRAAD, 2001). Uma inclinação inadequada da superelevação do trilho pode aumentar a taxa de desgaste dos trilhos internos e externos, principalmente se estes não estiverem lubrificadas. Desta forma, o uso de lubrificantes e modificadores de atrito

são essenciais para redução de desgaste do contato roda/trilho no momento da curva (STOCK et al., 2016).

Além disso, os trilhos devem ser usináveis, soldáveis e, devido as toneladas continuamente suportadas, devem ser resistentes. Os trilhos são feitos de aço, no entanto, como muitos componentes metálicos que são submetidos a cargas cíclicas, o trilho é suscetível à fadiga de contato e isso pode levar à sua falha parcial ou total. Desta forma, um programa de retificação dos trilhos, como técnicas de esmerilhamento, são essenciais para garantir a vida útil do trilho (CANNON et al., 2003).

Para obter a continuidade dos trilhos, são utilizadas duas talas de junção nas extremidades do trilho posicionadas em ambos os lados e apertadas por parafusos e arruelas, conforme apresentado na Figura 5. Além disso, para aumentar a área de apoio do trilho, são utilizadas chapas de aço fixadas ao dormente, denominadas placas de apoio (NABAIS, 2014).

Figura 5 – Perfil da junta do trilho.



Fonte: Steffler (2013, p. 111)

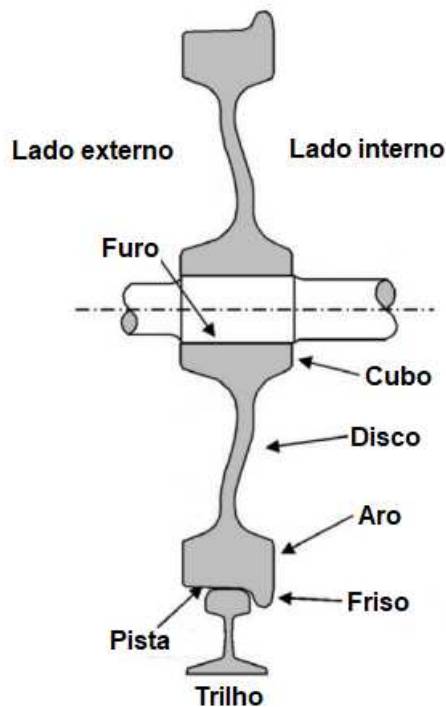
Devido aos esforços suportados, os trilhos devem possuir fixações que garantam a sua conexão ao dormente. As fixações dos trilhos podem ser rígidas ou flexíveis e devem garantir a bitola da ferrovia, a transmissão dos esforços, além de permitir a fácil manutenção dos componentes. A fixação rígida consiste na utilização do prego, e a elástica de material resiliente, sendo esta última caracterizada pela melhor eficiência na estabilização do trilho (STEFFLER, 2013).

2.1.2 Roda ferroviária

No sistema ferroviário, as rodas são solidárias ao eixo, não permitindo movimento relativo e percorrendo uma trajetória curvilínea através do escorregamento das rodas. Para que ocorra o escorregamento das rodas e a centralização do movimento nos trilhos, a roda possui um formato cônico em sua superfície de rolamento (NABAIS, 2014). As nomenclaturas utilizadas para designar as partes de uma roda

ferroviária são apresentadas na Figura 6.

Figura 6 – Designação das partes de uma roda ferroviária.



Fonte: Okagata (2013, p. 26).

O contato da roda com o trilho ocorre por meio da pista, que conforme mencionado, possui uma conicidade responsável por manter o eixo do veículo centralizado e diminuir o deslizamento da roda ao percorrer uma curva. O aro da roda possui um friso do lado de dentro da via, que guia o veículo durante o movimento e evita deslocamentos laterais que possam causar descarrilamentos. O disco da roda fica localizado entre o aro e o cubo, e possui um formato em “S” responsável por aumentar a resistência mecânica da roda. Por fim, o cubo é responsável pela fixação do eixo com a roda (BRINA, 1983).

As rodas ferroviárias podem apresentar falhas durante a sua vida útil, tendo como consequência a necessidade de reperfilamento ou sucateamento. Para minimizar os custos de manutenção, diminuir a emissão de ruído, e evitar descarrilamentos, é de grande importância detectar defeitos em rodas ferroviárias. Os principais defeitos encontram-se na pista de rolamento e são normalmente provenientes do processo de fadiga (MINICUCCI, 2011; LEWIS; OLOFSSON, 2009).

O calo na roda é um defeito geométrico na pista de rolamento caracterizado pela alteração do raio numa pequena seção da roda (Figura 7). Este defeito é causado pelo deslizamento da roda associada a alta força de frenagem, causando altas cargas de impacto no momento do contato do calo da roda e o trilho (NIELSEN; JOHANSSON, 2000; LEWIS; OLOFSSON, 2009).

Figura 7 – Calo na roda.



Fonte: Krummenacher et al. (2017, p. 1178).

Outro defeito encontrado nas rodas ferroviárias, é o *shelling*, este defeito é resultante da propagação de trincas e é caracterizado pela perda do material na pista de rolamento devido a ação de fadiga de contato e deformação plástica. As trincas se propagam devido aos ciclos de carregamento provocados pelo rolamento e se unem abaixo da superfície, causando a remoção de porções do material na forma de escamas (NIELSEN; JOHANSSON, 2000; LEWIS; OLOFSSON, 2009). Na Figura 8 é possível observar este tipo de defeito.

Figura 8 – Roda com *shelling*.

Fonte: Magel e Kalousek (1996, p. 9).

O *spalling* é outro defeito comum em rodas ferroviárias, e ocorre geralmente

quando a roda desliza com intensidade sobre o trilho ou durante uma frenagem com força inadequada. A alta temperatura da roda seguido de um rápido resfriamento resulta na formação de uma camada de martensita, dura e frágil. Visualmente o *spalling* é semelhante ao *shelling*, desta forma, uma maneira de identificar o defeito é utilizar persulfato de amônia que em contato com a martensita deixa a região clara, caracterizando a ocorrência de dano térmico e formação de *spalling* (MINICUCCI, 2011). Na Figura 9 é possível observar este tipo de defeito.

Figura 9 – Roda com *spalling*.



Fonte: Minicucci (2011, p. 246).

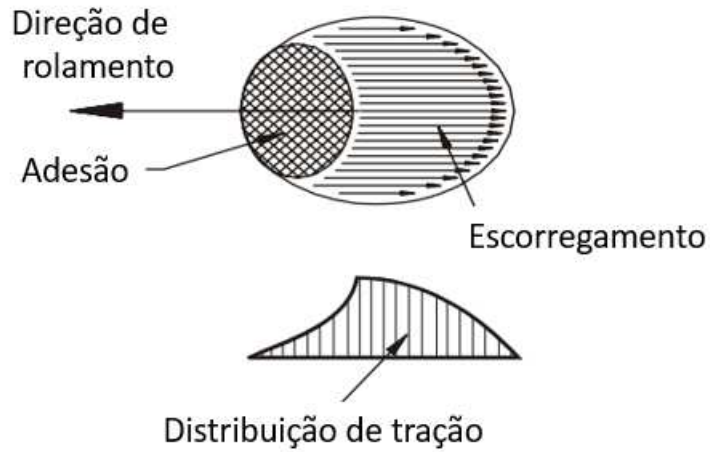
2.1.3 Contato roda/trilho

A rigidez no contato roda/trilho é causada pela deformação elástica local que cria uma área de contato, cujo tamanho aumenta à medida que a carga normal aumenta. Hertz definiu a rigidez entre corpos em contato descritos por sua razão de curvatura, onde é produzido na região de contato uma pequena deformação de configuração elíptica. É então definido como contato hertziano as pressões, tensões e deformações que ocorrem quando corpos elásticos curvos são colocados em contato, como no caso do contato roda/trilho (JOHNSON, 1987).

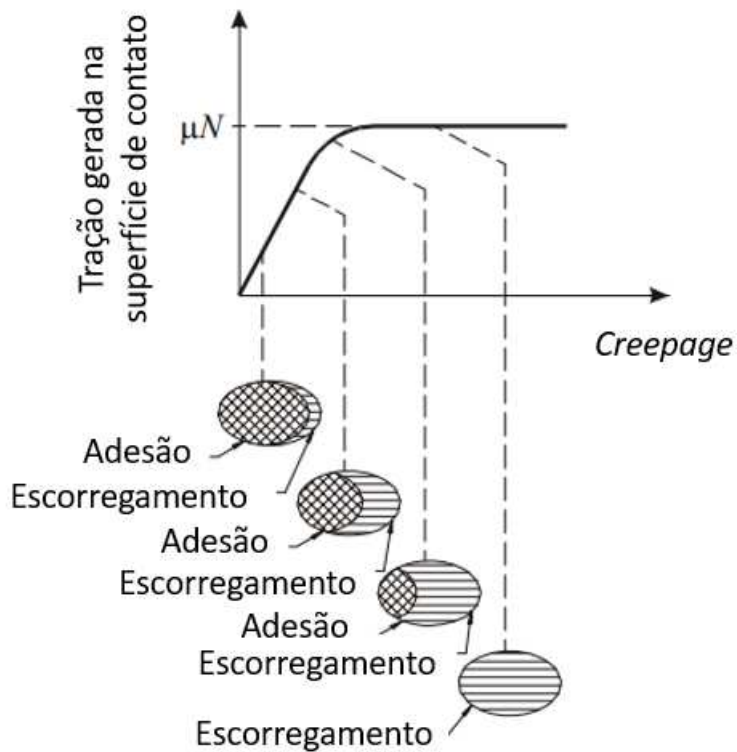
Na zona de contato da roda com o trilho existem simultaneamente regiões de aderência, onde não há escorregamento da roda, e regiões onde há escorregamento, conhecido como *creepage*. O escorregamento da roda é representado na Figura 10a, juntamente com as trações sobre a superfície de contato. Desta forma, existe uma relação entre o escorregamento da roda e a tração gerada na superfície de contato. Isto é representado na Figura 10b, onde a relação entre as regiões de aderência e deslizamento é mostrada diagramaticamente com o deslizamento completo ocorrendo sob atrito limite. Logo, a forma desta curva varia em função das condições de contato roda/trilho, com a introdução de um modificador de atrito ou lubrificante (TOURNAY,

1999).

Figura 10 – Zona de contato roda/trilho.



(a) Região de adesão e escorregamento.



(b) Relação entre a tração e escorregamento no contato roda/trilho.

Fonte: Tournay (1999).

Essa análise é importante para estudar os lubrificantes e modificadores de atrito, onde níveis suficientes de adesão são necessários para tração e frenagem. Além disso, a interface roda-trilho é um sistema aberto, onde existem diferentes fontes de contaminantes e condições ambientais que se misturam com os produtos aplicados no topo do trilho, levando a formação das chamadas camadas de terceiro corpo (*Thirdy-*

Body) (HARMON; LEWIS, 2016).

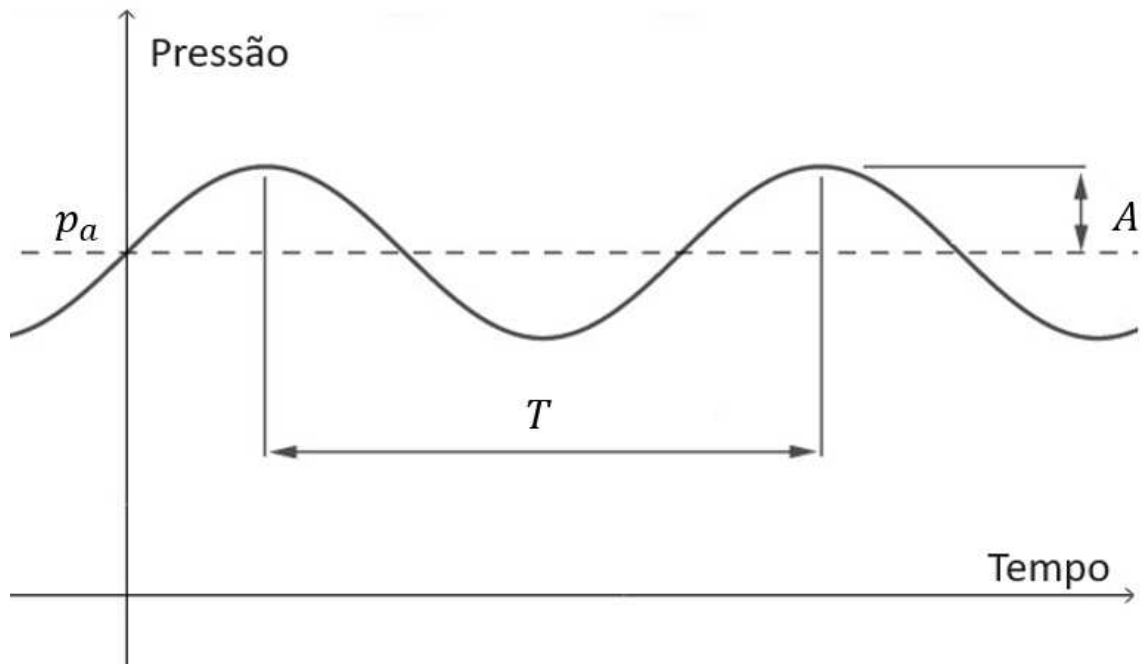
2.2 CONCEITOS DE ACÚSTICA

O som é caracterizado por oscilações, também denominadas flutuações, que são transmitidas de uma determinada fonte sonora. A compressibilidade e separação das moléculas do ar que ocorre quando um som é emitido, resultam em uma onda de pressão que se propaga a uma velocidade constante (NELSON, 1997). Segundo Gerges (1992), para que essas flutuações de pressão sejam audíveis ao ouvido humano, é necessário que estejam dentro de determinadas faixas de valores de amplitude e de frequência.

2.2.1 Propagação da onda sonora

As flutuações de pressão que caracterizam o som, são sobrepostas à pressão atmosférica (p_a) e sempre dependem do espaço e do tempo. A menor variação de pressão ambiente detectada pelo ouvido humano é da ordem de 2×10^{-5} Pa, essa pressão é chamada de limiar da audição, e a variação de pressão ambiente capaz de provocar dor, é chamada de limiar da dor. Na Figura 11 é possível observar a variação de pressão ambiente (pressão atmosférica) em função do tempo. Quando a amplitude A for superior ao limiar da audição, e a frequência estiver dentro da faixa audível, a variação da pressão ambiente será denominada como pressão sonora (p) (BISTAFA, 2018; MOSER, 2009).

Figura 11 – Variação da pressão ambiente em função do tempo.



Fonte: Autoria própria (2020).

A forma de onda senoidal mostrada na Figura 11 representa a frequência ligada ao tom puro, o que raramente é observado. Na prática, como no caso de um instrumento musical, ocorre a superposição de vários tons harmônicos (puros) para produzir o som típico do instrumento. A junção dos diferentes componentes destas diferentes frequências formam o espectro do som (MOSER, 2009; NELSON, 1997).

A distância que a onda percorre durante um período é denominada comprimento de onda (λ), e é descrita pela Equação 1. Em que c é definido como a velocidade com que a onda se propaga, ou velocidade do som, e f a frequência sonora medida em ciclos por segundo ou Hertz (Hz). A frequência é descrita como o inverso do período (T), que é definido como o intervalo de tempo para que um ciclo se complete na curva de variação da pressão atmosférica com o tempo. As ondas de pressão no meio podem ser audíveis ao ouvido humano a uma faixa de frequência de 20 a 20000 Hz (GERGES, 1992).

$$\lambda = \frac{c}{f} \quad (1)$$

2.2.2 Nível de pressão sonora

O ouvido humano é capaz de responder a uma ampla faixa de pressões sonoras. No limiar da dor, por exemplo, a pressão é aproximadamente um milhão de vezes maior que a pressão sonora no limiar da audição. Desta forma, para analisar as pressões acústicas que são de interesse nas medições de ruído, é usada a escala de

decibéis (dB) (GERGES, 1992; NELSON, 1997). O nível de pressão sonora (NPS) é definido como:

$$L = 10 \log \left(\frac{p^2}{p_o^2} \right) \text{ [dB]} \quad (2)$$

Em que $p_o = 20 \times 10^{-6}$ Pa é o valor de referência correspondente, aproximadamente, ao limiar auditivo à uma frequência de 1 kHz, e p é o valor eficaz da pressão sonora do sinal no domínio do tempo (MOSER, 2009). Na Tabela 1 é possível observar alguns exemplos de níveis de ruído que ocorrem em situações da vida cotidiana junto a pressão sonora.

Tabela 1 – Relação entre pressão sonora e nível de pressão sonora.

Pressão sonora (p)	Nível de pressão sonora (L)	Situação/Descrição
$2 \cdot 10^{-5}$ Pa	0 dB	Limiar auditivo
$2 \cdot 10^{-4}$ Pa	20 dB	Floresta, ventos lentos
$2 \cdot 10^{-3}$ Pa	40 dB	Biblioteca
$2 \cdot 10^{-2}$ Pa	60 dB	Escritório
$2 \cdot 10^{-1}$ Pa	80 dB	Rua movimentada
$2 \cdot 10^0$ Pa	100 dB	Martelo pneumático, sirene
$2 \cdot 10^1$ Pa	120 dB	Decolagem de avião
$2 \cdot 10^2$ Pa	140 dB	Limiar da dor, perda auditiva

Fonte: Moser (2009, p. 6).

O nível de pressão sonora pode ser avaliado para determinadas distâncias da fonte. Um trem pode ser considerado uma fonte linear, onde o nível de pressão sonora é atenuado em 3 dB para cada dobro de distância (MOSER, 2009). Desta forma, um valor de NPS de 80 dB a 4 m de distância da ferrovia, é de 77 dB a 8 m de distância.

2.2.3 Filtros de banda de oitava e de 1/3 de oitava

Por meio do espectro sonoro é possível fornecer o valor eficaz da pressão sonora para cada frequência presente no som (BISTAFA, 2018). Quando é necessária uma estimativa da composição espectral do ruído de um veículo ou ferrovia, é conveniente subdividir a faixa de frequência em pequenos intervalos aproximados. As medições dos componentes espectrais dos sinais no domínio do tempo são realizadas usando filtros (MOSER, 2009). Segundo Gerges (1992), o filtro é um sistema (analógico ou digital) que permite a passagem apenas das componentes do sinal de ruído ou vibração contidas dentro da sua largura de banda, atenuando consideravelmente as demais componentes.

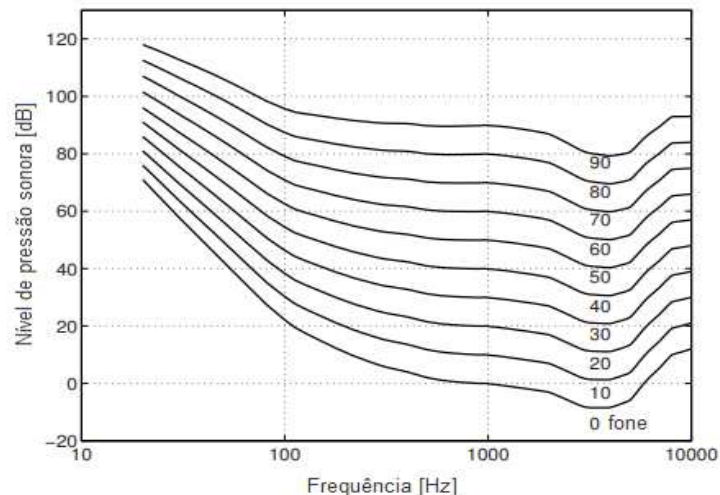
Para a maioria dos propósitos a divisão em bandas de oitava é adequada, estas são bandas de frequência que cobrem uma faixa de frequências de dois para um. A frequência nominal de cada banda é igual a média geométrica das frequências

superior e inferior. Bandas com um terço de oitava de largura possuem subdivisões mais finas, e são as mais comuns quando informações mais detalhadas são necessárias (LABORATORIES, 1991).

2.2.4 Curvas de ponderação

O ouvido humano não é igualmente sensível a todas as frequências, sendo mais sensível a uma faixa entre 2 kHz e 5 kHz, e menos sensível para frequências extremamente baixas ou altas. Este fenômeno é mais pronunciado para baixos NPSs do que para altos (GERGES, 1992). As curvas de intensidade igual percebidas, que tem a unidade fone, são desenhadas em um gráfico de nível de pressão sonora em função da frequência, e são mostradas na Figura 12.

Figura 12 – Níveis de audição.



Fonte: Adaptado de Moser (2009, p. 9).

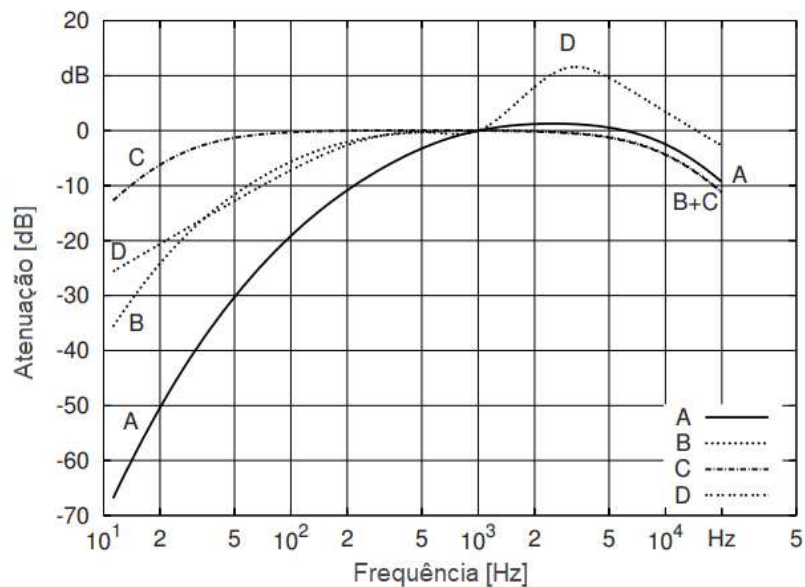
A Figura 12 é baseada em resultados de testes audiométricos, em que é comparado um tom de 1 kHz com um segundo tom de outra frequência, onde ajusta-se o nível do segundo tom de tal forma que seja percebido com volume igual. As curvas obtidas pela variação do nível do tom de 1 kHz são chamadas de níveis de audição (MOSER, 2009).

Visto que o ouvido humano não é igualmente sensível a todas as frequências, um medidor que mede o nível geral de pressão sonora não é uma boa indicação de volume de um som. Para resolver este problema foi criado um sistema de redes de ponderação que polariza a leitura do medidor de modo que seja fornecido leituras representativas da resposta humana (LABORATORIES, 1991).

As três principais curvas de ponderação são denominadas A, B e C. A ponderação em A foi criada para ser usada em níveis de pressão sonora inferiores a 55 dB. A ponderação em B é utilizada em níveis de pressão sonora entre 55 e 85

dB, e a ponderação em C para maiores níveis de pressão sonora (LABORATORIES, 1991). A ponderação em A, devido a sua boa concordância, é a mais utilizada para análise de ruído ferroviário. Destaca-se também a curva de ponderação em D, que foi produzida para indicações de ruído em aeroportos (GERGES, 1992). A Figura 13 mostra as curvas de ponderação A, B, C e D, em função da frequência.

Figura 13 – Curvas de ponderação A, B, C e D.



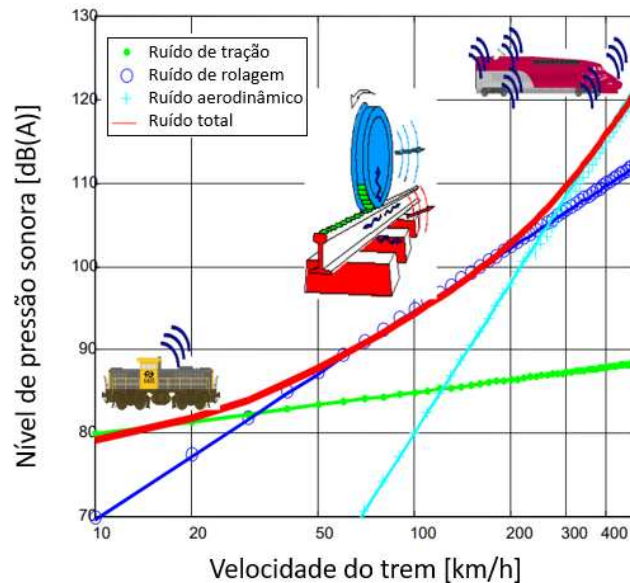
Fonte: Adaptado de Moser (2009, p. 10).

As características do filtro A representam aproximadamente o inverso da curva do nível de audição com 30 dB à 1 kHz. Os valores de níveis de pressão sonora ponderados em A são descritos como nível sonoro com ponderação em A. As frequências mais baixas e altas são desvalorizadas em comparação com a faixa de frequência média ao determinar o valor dB(A) (MOSER, 2009).

2.3 RUÍDO FERROVIÁRIO

O ruído ferroviário é gerado pela operação dos veículos ferroviários e pode ser emitido por diferentes fontes neste sistema, variando de acordo com a velocidade do trem. Na Figura 14 é possível observar a variação do NPS em função da velocidade da composição (HEMSWORTH, 2008; LICITRA, 2012).

Figura 14 – Nível de pressão sonora em função da velocidade do trem para diferentes fontes de ruído.



Fonte: Hemsworth (2008, p. 7).

Conforme mostrado na Figura 14, o ruído do motor, também chamado de ruído de tração, é dominante em baixas velocidades. Já em médias velocidades a fonte dominante é o ruído de rolagem, que é causado pelas rugosidades da superfície de contato da roda e do trilho, e aumenta com o aumento da velocidade do trem. Em altas velocidades, o ruído dominante é o aerodinâmico que também é crescente com a velocidade do veículo (HEMSWORTH, 2008).

De acordo com Thompson (2009), as fontes de ruído ferroviário dominantes variam de acordo com a situação operacional. Desta forma, outras fontes podem predominar no ruído, como o ruído estridente que é gerado em curvas, o ruído de impacto, o ruído de frenagem, entre outros. As principais fontes de ruído serão descritas mais detalhadamente a seguir.

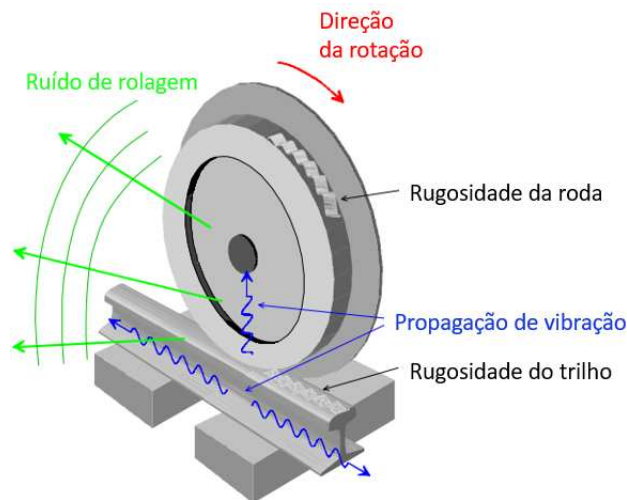
2.3.1 Ruído de rolagem

De acordo com Licitra (2012), o ruído de rolagem é considerado a fonte de ruído mais importante, sendo caracterizado pelo resultado de vibrações nas rodas e trilhos causadas por forças dinâmicas verticais. Estas forças dinâmicas são causadas por irregularidades superficiais, também denominadas rugosidades, que ocorrem na área de contato roda/trilho.

Thompson e Jones (2000) destacam que a rugosidade é considerada o único mecanismo de excitação do ruído de rolagem. A rugosidade combinada das superfícies em contato excita vibrações tanto na roda quanto no trilho, conforme mostrado na Figura 15. A energia de vibração das rodas geralmente é concentrada em frequências

acima de 1500 Hz, já o trilho irradia som de banda larga na região de 250-1250 Hz.

Figura 15 – Ilustração da geração do ruído de rolagem.



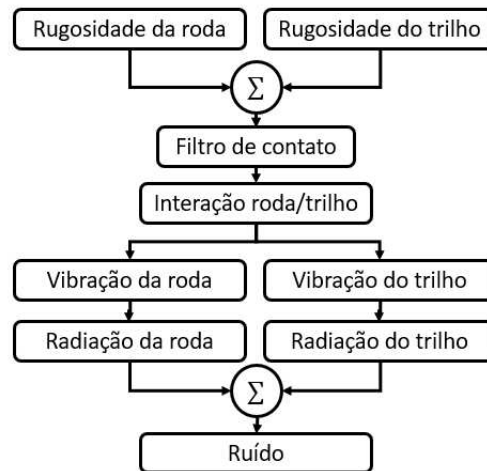
Fonte: Kuijpers (2005, p. 1159).

Conforme visto anteriormente, os níveis de ruído de rolagem aumentam com a velocidade do trem. De acordo com Thompson (2009), uma previsão do ruído de rolagem pode ser obtida por meio da Equação 3, tal que o nível de pressão sonora ponderado em A (L_r) é considerado proporcional ao logaritmo da velocidade (V),

$$L_r = L_0 + N \times \log_{10} \frac{V}{V_0}. \quad (3)$$

O valor L_r depende do nível sonoro L_0 na velocidade de referência V_0 . O fator N é determinado a partir de medições com base em regressão linear, e costuma variar de 25 a 35, com valor típico igual a 30. Desta forma, uma duplicação da velocidade corresponde a um aumento no nível ponderado em A de 8 a 10 dB. Na Figura 16 é possível observar o mecanismo do ruído de rolagem em forma de fluxograma.

Figura 16 – Modelo de geração do ruído de rolagem.



Fonte: Adaptado de Thompson (2009, p. 7).

Conforme apresentado na Figura 16, o ruído de rolagem tem como mecanismo a rugosidade da roda e do trilho. Remington (1987) descreve que estas rugosidades devem ser obtidas por meio de medições, visto que não há previsões exatas destas condições. Assim como visto, a zona de contato entre a roda e o trilho existe sobre uma área elíptica. Desta forma, a rugosidade com comprimentos de onda que são curtos em comparação à esta área de contato, tende a ser atenuada na interação roda/trilho. Este efeito é conhecido como “filtro de contato”. Por fim, a interação roda/trilho causa a vibração das superfícies que irradiam em forma de ruído (THOMPSON, 2009).

2.3.2 Ruído em curva

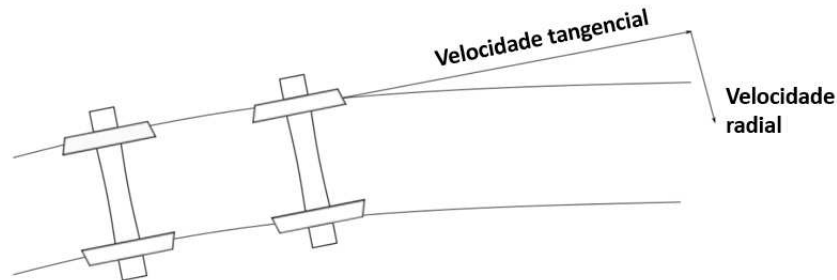
O ruído em curva ou *squeal noise* está relacionado à interação entre a roda e o trilho durante uma curva, podendo ser causado pelo deslizamento da roda ou contato do friso da roda com o trilho. Este ruído é caracterizado por ser um ruído estridente de alta intensidade e frequência, sendo mais alto do que o ruído normal de rolagem (ANDERSON et al., 2008; THOMPSON, 2009).

De acordo com Rudd (1976), quando um trem percorre uma curva aberta, o formato cônico da roda tende a compensar a diferença de velocidade da roda externa e interna do mesmo eixo. No entanto, em curvas fechadas a roda é submetida a um torque que resulta no deslizamento da roda no trilho. Para Thompson (2009), o *squeal noise* geralmente ocorre em curvas com raio menor que 200 m e não ocorre em curvas com raio maior que 500 m.

Rudd (1976) explica que o ruído gerado durante uma curva pode estar relacionado aos eixos paralelos do veículo, visto que ao percorrer uma curva os eixos não podem estar sobre os raios da curva ao mesmo tempo. Desta forma, o eixo dianteiro tende a sair da curva e o eixo traseiro tende a entrar, assim, os eixos

possuem velocidade radial e tangencial, conforme apresentado na Figura 17.

Figura 17 – Movimento do truque em uma curva.



Fonte: Fiorentin, Braz e Mendoza (2021, p. 1).

A velocidade relativa entre a velocidade radial e a tangencial da roda é chamada de *creepage*, esta gera uma força de atrito atuando na direção oposta ao do movimento relativo, produzindo o ruído (THOMPSON, 2009). Além disso, o eixo dianteiro ao tentar rolar para frente é impedido pelo contato do friso da roda com o trilho, este também é responsável por gerar o *squeal noise* (RUDD, 1976).

Para Thompson (2009), o ruído em curvas ocorre principalmente em frequências entre 250 Hz e 5 kHz, já Glocker, Cataldi-Spinola e Leine (2009), descreve que esse tipo de ruído tem frequência fundamental de aproximadamente 4 kHz. Há também autores que diferenciam o ruído de friso e o de deslizamento da roda. Eadie, Santoro e Kalousek (2005), afirmam que o *squeal noise* proveniente do friso atinge altas frequências, sendo estas entre 5 kHz a 10 kHz, já o proveniente do deslizamento das rodas é inferior a 5kHz. Dwight e Jiang (2006), sugerem que os dois efeitos podem ser diferenciados pela tonalidade e relatam que o ruído de friso cobre a faixa de frequência de 1 a 10kHz.

Uma previsão do ruído gerado em curvas pode ser obtida pelo modelo analítico proposto por Rudd (1976). O modelo estabelece que o ruído em curva (L_c) gerado por uma única roda a 15,24 m de distância pode ser obtido pela Equação 4,

$$L_c = 10 \log_{10}(\phi AV^2) + 10 \log_{10} \left[\left(\frac{E}{R} - \frac{1}{100} \right) / \left(\frac{3}{100} - \frac{E}{R} \right) \right] + 93. \quad (4)$$

Em que ϕ é a eficiência de irradiação da roda, sendo indicada como 1, A é a área de irradiação da roda, V é a velocidade da composição, E é a distância entre eixos do truque e R é o raio da curva. A aplicação desta equação é válida para curvas de raio superior a 30 vezes a distância entre eixos do truque e inferior a 100 vezes esta distância ($30E < R < 100E$).

2.3.3 Ruído de impacto

O ruído de impacto possui um mecanismo de excitação semelhante ao do ruído de rolagem, na qual uma descontinuidade vertical na superfície de rolagem causa vibração e ruído. As descontinuidades podem estar relacionadas às juntas dos trilhos, defeitos na superfície de rolagem, soldas, ou passagens de níveis. No entanto, este tipo de descontinuidade vertical difere da rolagem normal devido à não linearidade na área de contato (THOMPSON, 2009).

Por meio de um modelo teórico, Wu e Thompson (2003) constatam que o impacto causado no contato roda/trilho devido a junção dos trilhos, e conseqüentemente o ruído emitido, estão relacionados a velocidade do trem, a geometria da junta do trilho e a carga estática da roda. A geometria da junta consiste na largura do vão ou pode estar relacionado a diferença de altura entre os trilhos.

As juntas isoladas coladas (JIC) são responsáveis por dividir a linha em seções, garantindo a segurança do transporte ferroviário. Estas são compostas por um material isolante, geralmente polimérico, que formam os circuitos de via. Entretanto, uma grande força de impacto é gerada quando um trem em movimento passa por esta descontinuidade (XIAO et al., 2021). Desta forma, as JICs também são responsáveis pelo ruído de impacto causado por trens (Figura 18).

Segundo Yang et al. (2018), o impacto do contato roda/trilho que ocorre no momento da passagem de um trem por uma JIC, gera vibração, ruído, e acelera a deterioração da pista nas proximidades da junta. Para Sueki, Kitagawa e Kawaguchi (2017), um dos principais mecanismos de ruído de impacto nas proximidades das vias são as juntas ferroviárias.

Figura 18 – JIC.



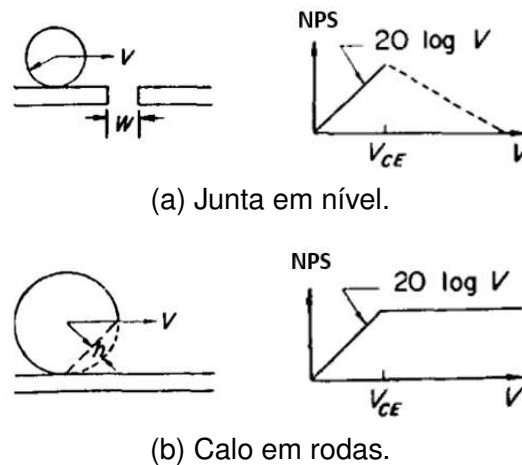
Fonte: Xiao et al. (2021).

Diversos estudos sobre ruído de impacto concentram-se no impacto de uma roda com defeito em contato com o trilho. Baseados em uma revisão sobre defeitos em rodas ferroviárias, Nielsen e Johansson (2000) relatam que o ruído de impacto

acrescenta o ruído de rolagem e deve ser detectado a fim de minimizar custos de reparo e atender à legislação.

Modelos analíticos que identificam as principais variáveis que controlam a geração do ruído de impacto por irregularidades nas superfícies da roda e do trilho, foram desenvolvidos por Vér, Ventres e Myles (1976). Os autores estabelecem cálculos para a velocidade crítica, na qual ocorre perda de contato entre roda e trilho, e para o NPS de pico em função da velocidade da composição. Dois dos modelos apresentados por Vér, Ventres e Myles (1976), são mostrados na Figura 19.

Figura 19 – Geometrias de ruído de impacto e curva NPS x velocidade do trem.



Fonte: Vér, Ventres e Myles (1976, p. 403).

Visto que a dinâmica do impacto depende da configuração da via, se é rígida ou elástica, as velocidades críticas são tratadas separadamente. A Equação 5 é utilizada para calcular a velocidade crítica em vias rígidas (V_{CR}), onde r é o raio da roda, g é a aceleração gravitacional, M é a massa do veículo e m_r é a massa da roda, tal que,

$$V_{CR} = \left[rg \left(1 + \frac{M}{m_r} \right) \right]^2. \quad (5)$$

No caso de vias elásticas, a velocidade crítica (V_{CE}) é calculada pela Equação 6, e depende da velocidade crítica em vias rígidas (V_{CR}). Além disso, a velocidade crítica em vias elásticas depende da massa do trilho por unidade de comprimento (ρ_t) e do parâmetro $\beta = (K/4EI)^{1/4}$, em que K é a rigidez por unidade de comprimento do trilho, E é o módulo de elasticidade do trilho e I é o momento de inércia de sua seção transversal, ou seja,

$$V_{CE} = V_{CR} \left(1 + \frac{m_r \beta}{2\rho_t} \right)^2. \quad (6)$$

Conforme apresentado na Figura 19, o NPS de pico do impacto em juntas em nível e rodas achatadas cresce de acordo com a expressão $20\log V$ e atinge seu valor máximo quando alcança a velocidade crítica para vias elásticas (V_{CE}). Entretanto, para as juntas em nível, não é conhecido o comportamento de NPS após a V_{CE} , já para as rodas achatadas, o NPS se mantém constante após V_{CE} .

2.4 NORMA PARA MEDIÇÃO DE RUÍDO FERROVIÁRIO

A norma utilizada para medição e avaliação de níveis de pressão sonora provenientes de sistemas de transporte é a NBR 16425, vigente desde 2016. A parte um desta norma, NBR 16425-1, especifica as condições nas quais devem ser executadas as medições de NPS, instrumentação a ser utilizada, calibração e ajustes em campo. Esta parte da norma estabelece a posição do ponto de medição, sendo que o microfone deve ser posicionado entre 1,2 m e 1,5 m do solo (ABNT, 2016).

Em 2020, a quarta parte da norma, NBR 16425-4, específica para sistemas ferroviários, entrou em vigor. Esta parte da norma estabelece os descritores sonoros para análise do NPS proveniente de ferrovias, a metodologia de medições e avaliação dos resultados (ABNT, 2020). Conforme a norma NBR 16425-4, as medições devem caracterizar adequadamente o som residual, que depende do ruído de fundo diurno e noturno. Com o som residual e os sons das operações ferroviárias, são realizados os cálculos dos descritores sonoros, e por fim, avaliado o impacto sonoro de acordo com a metodologia da empresa.

2.5 ESTADO DA ARTE

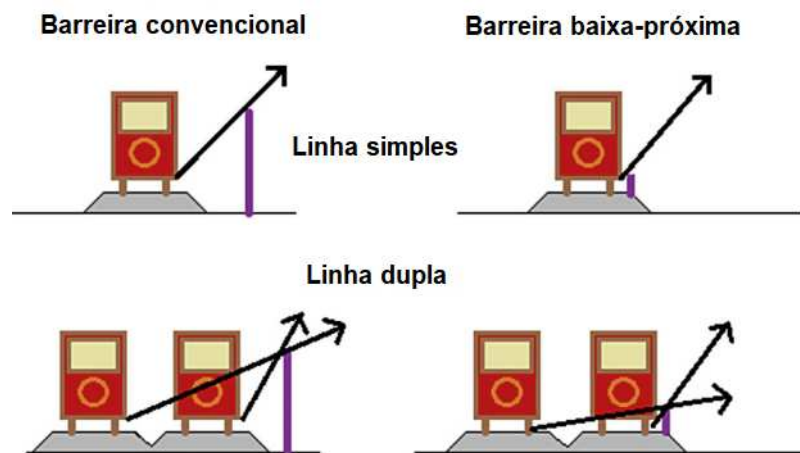
As medidas de mitigação de ruído e vibração produzidos pelo tráfego ferroviário podem ser divididas em quatro grupos: redução na fonte, redução de propagação, isolamento do receptor, e medidas e regulamentos econômicos. O primeiro grupo representa as medidas primárias, enquanto os outros três grupos são considerados medidas secundárias (LAKUŠIĆ; AHAC, 2012). A seguir serão mostrados estudos sobre algumas medidas mitigadoras, focando principalmente, em redução na fonte e no caminho de propagação.

2.5.1 Barreira acústica

A instalação de barreira acústica pode minimizar o ruído de rolagem travando a linha direta do som e obrigando-a difratar com uma parede sólida, conforme apresentado na Figura 20. As barreiras convencionais são colocadas a uma distância de 4 m do trilho e têm entre 1,5 e 4 m de altura acima do truque. Já as barreiras baixas são instaladas a cerca de 1,70 m de distância da via mais próxima e têm uma

altura de cerca de 0,5 a 1 m (TULER; KAEWUNRUEN, 2017; ROMANO; OERTLI, 2012).

Figura 20 – Efeitos de barreira convencional e baixa-próxima em linha simples e dupla.



Fonte: Tuler e Kaewunruen (2017, p. 78).

Romano e Oertli (2012) descrevem que para uma comparação acústica precisa de barreiras com baixa altura e barreiras normais, a geometria dos pontos de fonte e recepção deve ser considerada em detalhes e o efeito dependerá da situação. Segundo os autores, com um modelo simples de comparação, considerando a distância da fonte ao ponto de recepção, o desempenho acústico das duas soluções pode ser semelhante. Entretanto, assim como mostrado na Figura 20, se houver linha dupla a barreira baixa perde sua eficiência para os trilhos mais distantes, o que pode ser resolvido colocando barreiras de baixa altura entre as linhas. Neste caso, com a instalação de barreiras baixas entre linhas, a barreira baixa é mais eficaz que a convencional.

Segundo Tuler e Kaewunruen (2017), barreiras mais próximas à via podem ser mais eficazes na redução de ruído do que a distância padrão. Entretanto, este tipo de barreira pode causar problemas em construções ou na manutenção dos trilhos. Além disso, os custos podem ser semelhantes ao de barreiras de altura normal se houver necessidade de instalação de barreiras entre duas linhas.

Remington et al. (1975) descreve pequenas barreiras acústicas com altura de 15,2 cm acima do boleto do trilho, com distância de 15,2 cm do trilho externo, localizadas em ambos os lados da ferrovia. Segundo os autores, este tipo de barreira acústica pode resultar em uma redução de 6 a 8 dB(A) no ruído de contato roda/trilho, medidos a uma distância de 7,6 m ou mais do ferrovia.

Hemsworth (2007) mostra como a eficácia das barreiras pode ser incorporada em um modelo de previsão de ruído. Segundo o autor, para que uma barreira seja eficaz, o receptor precisa estar na zona de sombra, ou seja, abaixo da linha reta traçada a partir da posição da fonte passando pelo topo da barreira. Para os autores, é possível uma redução máxima do nível de ruído em 15 dB(A) para uma barreira reflexiva com

pelo menos 3 m de altura em relação à fonte. Além disso, os autores destacam que é possível obter uma redução de ruído em cerca de 5 dB a mais com material de absorção de som na lateral da barreira voltada para a ferrovia.

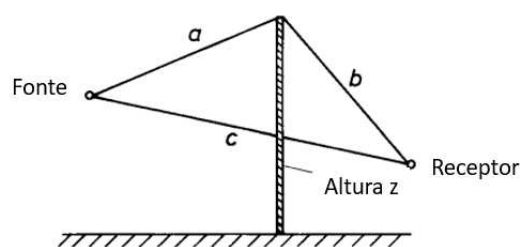
Para Clausen et al. (2012), barreiras com 2 m podem reduzir o ruído em até 10 dB(A), e barreiras entre 3 a 4 metros podem reduzir em até 15 dB(A). Para Thompson (2009), a atenuação do ruído com o uso de barreiras podem estar entre 5 e 15 dB, dependendo da altura, comprimento e distância da pista. Entretanto, segundo o autor, embora as barreiras de ruído sejam capazes de mitigar os impactos auditivos do transporte ferroviário, elas são caras ao longo de sua vida útil. Além disso, possuem alto impacto visual e criam problemas para o acesso à via.

Blauert e Xiang (2009) apresentam uma estimativa da redução de ruído com o uso de barreiras acústicas denominada D_i . Segundo os autores, D_i aumenta com os comprimentos relativos do desvio em torno da barreira e o comprimento de onda do som (λ). A Equação 7 apresenta o cálculo para estimativa da perda de ruído com o uso da barreira correspondente a Figura 21, em que o número de Fresnel (k_f) é obtido pela Equação 8, e a , b e c correspondem a distância entre a fonte ao topo da barreira, distância entre topo da barreira e receptor, e distância entre fonte e receptor, respectivamente.

$$D_i = 10 \log_{10}(20, 4k_f + 3), \quad (7)$$

$$k_f = \frac{(a + b) - c}{\lambda/2}. \quad (8)$$

Figura 21 – Representação de barreira acústica para cálculo da perda de ruído.



Fonte: Blauert e Xiang (2009, p. 205).

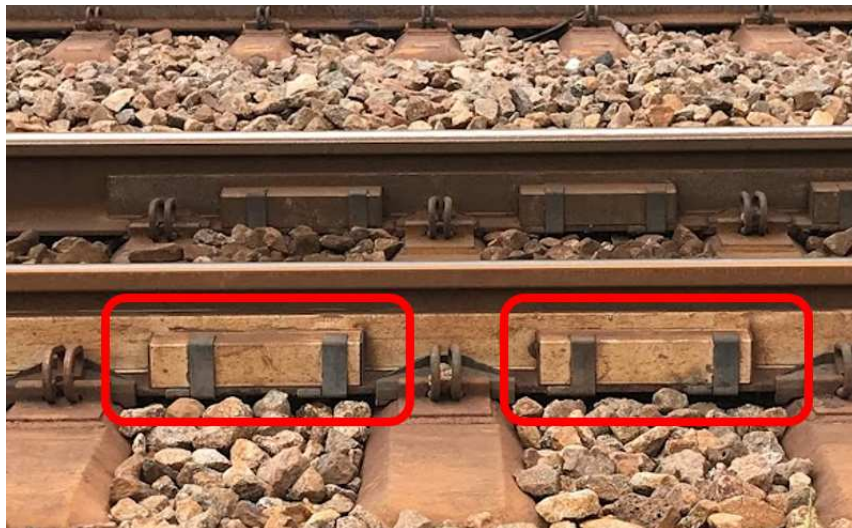
2.5.2 Atenuadores ferroviários (*Dampers*)

Os atenuadores, também conhecidos como amortecedores de trilho ou *dampers*, são elementos fixados na lateral do trilho a uma distância periódica, geralmente entre cada dormente. O princípio dos atenuadores ferroviários é reduzir a vibração do trilho acoplado uma massa (elementos de aço do amortecedor) a uma mola amortecida (borracha entre o trilho e os elementos de aço). A energia de vibração

do trilho fluirá para o amortecedor que vibrará a massa do mesmo, dissipando a energia por meio das características de amortecimento da borracha. A frequência de oscilação na qual ocorre o fluxo de energia do trilho para o amortecedor depende da rigidez e do coeficiente de amortecimento da borracha. Alterando o tipo de borracha no projeto é possível deslocar ou espalhar as frequências de trabalho do amortecedor e otimizar a dissipação da energia transferida (ROMANO; OERTLI, 2012).

Segundo Dumitriu e Cruceanu (2017), o uso de atenuadores ferroviários podem reduzir o ruído de rolagem atuando na absorção das vibrações, sendo uma alternativa eficaz às barreiras de ruído. O atenuador é fixado nas laterais dos trilhos utilizando grampos, parafusos, ou cola, e podem ser ajustados para as necessidades locais e vida útil da ferrovia. Na Figura 22 pode ser observado os atenuadores ferroviários instalados na EFVM.

Figura 22 – Atenuador ferroviário.



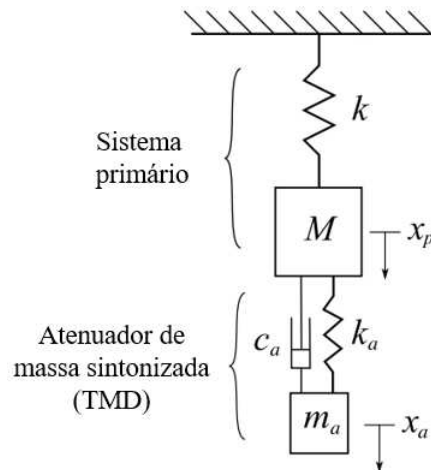
Fonte: Autoria própria (2021).

Asmussen et al. (2008) explicam que atenuadores ferroviários podem conter massas de aço e materiais à base de elastômero. O elastômero funciona como molas amortecidas em um sistema massa-mola, absorvendo energia por meio de atrito interno no elastômero à medida que os elementos de aço vibram em resposta às vibrações do trilho. O sistema massa-mola é ajustado para responder à faixa de frequências na qual se encontra a maior vibração produtora de ruído. Os autores realizam medições em campo e conseguem reduções de até 6 dB(A), em que a máxima mitigação de ruído ocorre na frequência de sintonia do amortecedor, próximo a 1000 Hz.

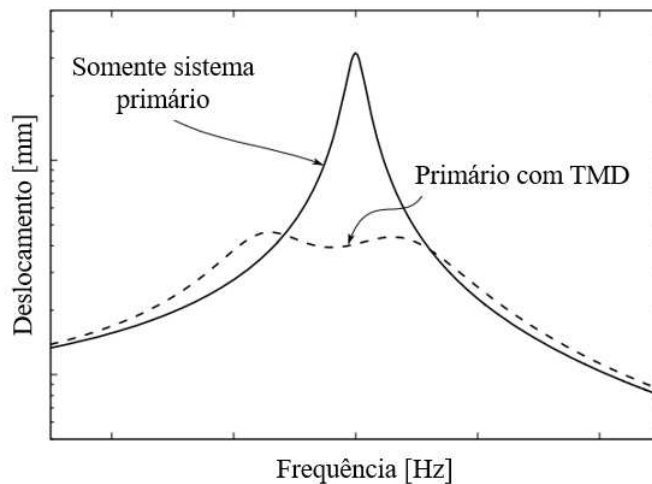
Segundo Toward et al. (2015), um tipo de atenuador ferroviário que vem sendo utilizado tem seu funcionamento com base no princípio dos atenuadores de massa sintonizada (TMD - *Tuned Mass Damper*). Wagg (2021) explicam que o princípio deste tipo de dispositivo se baseia na observação de que a ressonância de um sistema

oscilante pode ser reduzida ao anexar um oscilador menor ao sistema. A ideia principal é de que, se a frequência de ressonância do dispositivo menor for projetada de uma maneira específica, os dois sistemas interfeririam um no outro de modo que as maiores amplitudes de vibração fossem drasticamente reduzidas. O conceito é mostrado na Figura 23.

Figura 23 – Conceito de atenuador de massa sintonizada.



(a) Diagrama esquemático do sistema com TMD



(b) Gráfico do deslocamento do sistema primário sem TMD (linha contínua) e com o TMD (linha tracejada).

Fonte: Wagg (2021, p.15)

O atenuador de massa sintonizada da Figura 23a, ou TMD, possui massa m_a , amortecimento c_a e rigidez k_a , e é anexado ao sistema primário, que possui massa M e rigidez k . A resposta do sistema primário sem o TMD e com uma pequena quantidade de amortecimento para uma excitação senoidal é mostrado como um linha sólida na Figura 23b, em que observa-se uma grande amplitude de deslocamento. A resposta do

mesmo sistema após a junção com o TMD, é apresentada como uma linha tracejada na Figura 23b (WAGG, 2021). Desta forma, nota-se que adicionando um segundo grau de liberdade ao sistema, cria-se duas novas frequências naturais reduzindo a amplitude de deslocamento da frequência de ressonância.

Para Dumitriu e Cruceanu (2017), a eficiência dos atenuadores ferroviários se deve a utilização de um elemento de borracha, visto que este é capaz de absorver boa parte das vibrações locais, reduzindo o ruído de rolagem entre 3 e 7 dB. Thompson et al. (2007) realizaram testes em laboratório e campo com materiais que atuam no amortecimento do trilho, e encontraram resultados promissores de redução de ruído, com cerca de 6 dB.

Romano e Oertli (2012) relatam que o maior problema dos atenuadores ferroviários consiste na quantificação da sua eficiência, que possui forte variação nos efeitos de atenuação, desde pequenos aumentos de ruído, ou variando de 0 dB a 3 dB, com raros máximos de 7 dB de atenuação. Segundo os autores, os efeitos dependem dos parâmetros de tráfego e construção, entretanto, a influência especialmente da construção é difícil de ser quantificada. Já em relação ao tráfego, se o ruído das rodas for dominante, por exemplo, são esperados efeitos baixos dos atenuadores. Por fim, os autores destacam que mesmo os parâmetros que são conhecidos por influenciarem na eficácia dos atenuadores, como temperatura e velocidade, não sabe-se especificamente qual a influência.

Assim como Romano e Oertli (2012), Toward et al. (2015) descrevem sobre a dificuldade de quantificar o desempenho de atenuadores ferroviários. Segundo os autores, não existe um método padronizado para avaliar o desempenho destes dispositivos. Geralmente são necessários testes de linha na ferrovia, o que pode gerar resultados ambíguos ou difíceis de generalizar. Além disso, dependem da disponibilidade de trens, o que muitas vezes torna o processo dispendioso.

A partir de estudos realizados na Universidade de Southampton, Croft, Jones e Thompson (2009) elaboraram um modelo representativo do contato roda trilho sem a presença dos atenuadores e três formas diferentes de representação com os atenuadores. A partir do método de elementos finitos, as três modelagens apresentaram resultados similares, concluindo que a utilização dos atenuadores de trilhos reduzem os níveis de pressão sonora na faixa de frequência entre 500 e 1100Hz.

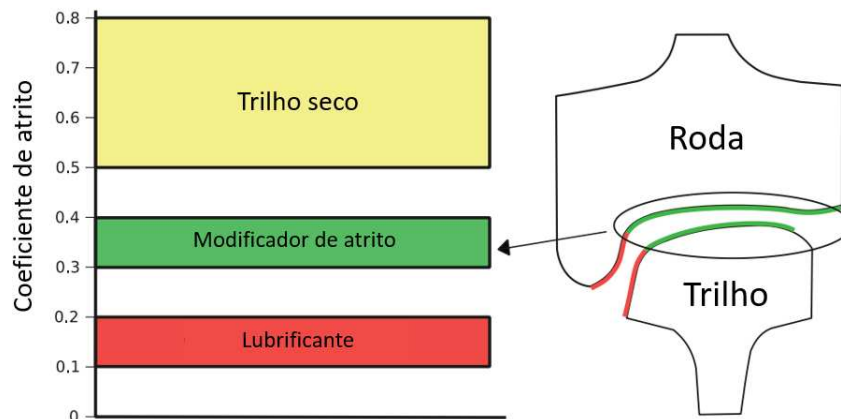
2.5.3 Lubrificação e modificadores de atrito

Segundo Stock et al. (2016), a aplicação de lubrificantes nos trilhos tem como principal objetivo reduzir o desgaste no contato entre a face da bitola do trilho e o friso da roda. Já o modificador de atrito no topo do trilho (TOR - *Top Of Rail*) é utilizado para redução de efeitos como ruído em curva e fadiga de contato no rolamento. Em ambos os casos, o material deve executar as funções permitindo uma operação segura do

transporte.

O modificador de atrito TOR refere-se a um material que reduz os níveis altos de atrito sob condições de via seca (0,5–0,8), para um coeficiente de atrito intermediário de 0,3–0,4, conforme mostrado na Figura 24. Já a aplicação do lubrificante reduz o atrito a um nível entre 0,1-0,2 (STOCK et al., 2016).

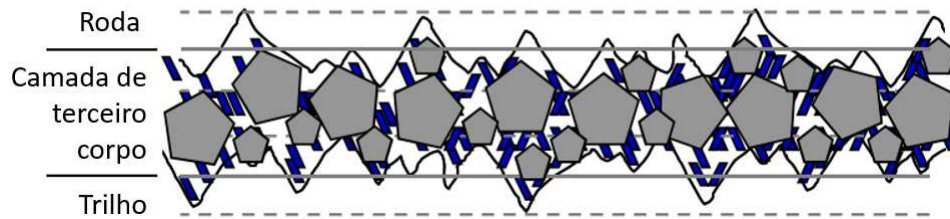
Figura 24 – Faixas típicas de coeficiente de atrito para trilho seco, modificadores de atrito e lubrificantes.



Fonte: Stock et al. (2016, p. 226).

Segundo Eadie, Santoro e Kalousek (2005), o modificador de atrito *TOR* pode reduzir significativamente os níveis de som nas frequências associadas ao *squeal noise*, e também nas bandas de frequência relacionadas ao ruído de contato do friso. Os modificadores de atrito podem ser a base de água, que atua como um meio de transporte evaporando rapidamente ao ser arrastada sob as condições do contato roda-trilho. Conforme indicado na Figura 25, as partículas secas do modificador de atrito interagem com os materiais da camada de terceiro corpo (contaminantes do contato) existentes entre a roda e o trilho, fornecendo um mecanismo de ajuste das propriedades de cisalhamento. Este mecanismo é responsável pela otimização do nível de atrito entre a roda e o trilho e também gerará as características positivas de tração (STOCK et al., 2016). A Figura 26 ilustra a aplicação do modificador de atrito no topo do trilho.

Figura 25 – Partículas do modificador de atrito flexíveis ajustadas à camada de terceiro corpo.



Fonte: Stock et al. (2016).

Figura 26 – Modificador de atrito TOR.



Fonte: Eadie, Santoro e Kalousek (2005, p.1050).

Thompson (2009) descreve que a lubrificação do trilho usando graxa pode reduzir o *squeal noise*. Conforme mostrado, a lubrificação funciona reduzindo o coeficiente de atrito e, portanto, deve ser assegurada de que não leve à perda de aderência para não comprometer a segurança do transporte. A graxa reduz o coeficiente de atrito abaixo de 0,2 e normalmente é aplicada ao canto da bitola do trilho ou diretamente no friso da roda. Segundo o autor, a lubrificação do trilho pode diminuir o ruído ao reduzir o ângulo de ataque do veículo, isto é, o ângulo entre a direção do trem e a direção da velocidade de rolagem (Figura 17).

Eadie, Santoro e Powell (2003) realizam experimentos em uma curva utilizando um modificador de atrito líquido à base de água no topo de trilho. Após a aplicação do modificador de atrito apenas no trilho inferior à curva (trilho baixo), foi possível reduzir em 3,5 dB o pico do nível de pressão sonora médio. Com a aplicação do modificador de atrito no topo de ambos os trilhos, a média do nível de ruído de pico foi reduzido em 5,1 dB em relação aos valores médios da linha de base. Segundo os autores, a aplicação em ambos os trilhos reduz o coeficiente de atrito, e portanto, espera-se que a força de contato do friso diminua, resultando na redução do ruído originado por este

mecanismo.

Em um novo estudo, Eadie, Santoro e Kalousek (2005) analisam o uso de modificadores de atrito no ruído em curva em diferentes tipos de sistemas de transporte ferroviário, como trens de passageiros, de carga e metrô. Em todos os casos foram observadas reduções nos níveis de ruído. Entretanto, em trens de carga, há uma maior contribuição da faixa de frequência de friso comparado aos demais sistemas, o que segundo os autores, pode estar relacionado às maiores forças laterais e de friso associadas às altas cargas por eixo. Desta forma, é sugerido a lubrificação da face do boleto/friso, além do controle de atrito no topo do trilho para controlar totalmente o ruído.

Hanson, Jiang e Anderson (2014) estudam a eficácia da lubrificação da face do boleto do trilho na mitigação do ruído. Os autores realizaram testes em uma curva de 300 m de raio, onde concluiu-se que a lubrificação da face do boleto quando aplicada a ambos os trilhos proporciona maior mitigação do ruído de curva. O estudo identificou ainda que este ruído pode ser gerado pela interação roda/trilho no canto da bitola do trilho externo e interno. A maioria do *squeal noise* na curva estudada ocorreu sob condições de contato de canto de bitola no trilho externo e, portanto, foi efetivamente mitigado lubrificando esta seção do trilho.

Anderson e Wheatley (2008), explica que o tratamento de curvas com modificadores de atrito pode ser muito eficaz na redução de ruído. Entretanto, em locais onde o baixo desempenho de curva de certos truques é o fator principal, a modificação do atrito é ineficaz e a manutenção de itens individuais do material circulante é a opção mais econômica.

2.5.4 Manutenção de trilhos e rodas

As rugosidades das superfícies das rodas e dos trilhos são uma das principais causas do ruído do contato roda/trilho. O esmerilhamento regular dos trilhos é necessário para a remoção do desgaste de trilhos corrugados que causam ruído de rolagem, e também para a remoção de irregularidades nas soldas dos trilhos, responsáveis pela ocorrência do ruído de impacto (LAKUŠIĆ; AHAC, 2012). O esmerilhamento dos trilhos é uma estratégia de manutenção da via para otimização do perfil do trilho, esta estratégia pode ser utilizada como uma tentativa de diminuir o ruído ferroviário, já que diminui as irregularidades e defeitos dos trilhos.

Desta forma, um programa de manutenção diligente pode resolver ou reduzir problemas de ruído ferroviário antes que eles ocorram. A retificação da roda em combinação com o esmerilhamento do trilho pode ser a melhor abordagem para controlar e reduzir o ruído e a vibração onde tais práticas não são normalmente realizadas (LABORATORIES, 1991). Nesta seção, serão mostrados alguns estudos sobre as estratégias de manutenção na redução de ruído, como o esmerilhamento do

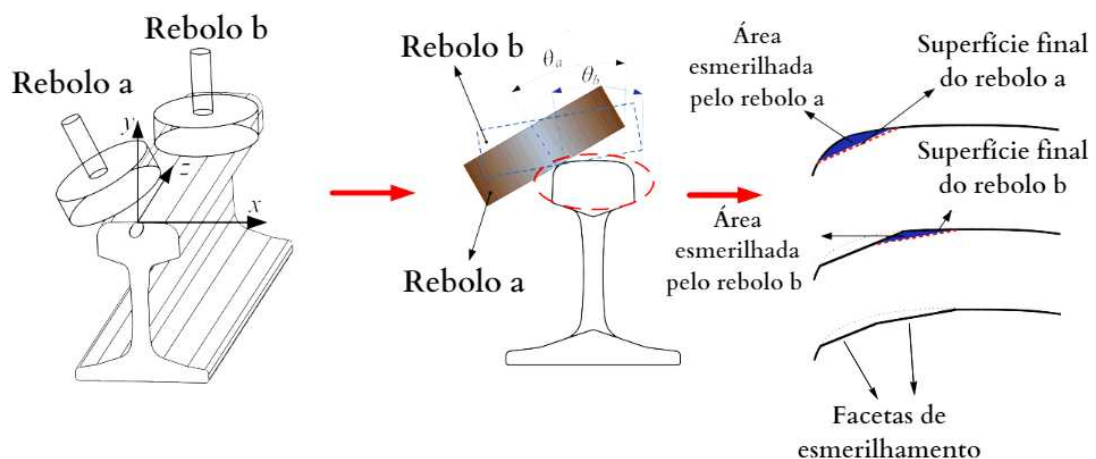
trilho, a reperfilagem da roda e a manutenção de JICs.

2.5.4.1 Esmerilhamento do trilho

O esmerilhamento do trilho é um processo de otimização de perfis e manutenção de trilhos que remove defeitos da superfície do trilho, como trincas, corrugações, *spalling* e deformação plástica. No caso do esmerilhamento como processo otimizado, o acoplamento adequado dos perfis do trilho e da roda em curvas, minimiza o desgaste da superfície do boleto e da pista de rolagem da roda. Além disso, o esmerilhamento do trilho pode ser usado como uma técnica para controlar o ruído e a qualidade da rolagem do trem, já que diminui as irregularidades do contato (MAGEL; KALOUSEK, 2002).

Segundo Xie et al. (2020), os defeitos de fabricação do trilho e o desgaste gerado em sua vida útil ocasionarão irregularidades na geometria da via, diminuindo o desempenho do contato roda/trilho que se deteriorará rapidamente. O esmerilhamento de trilhos serve como um método para eliminar este problema da linha férrea. O mecanismo de formação do perfil de esmerilhamento pode ser descrito na Figura 27, onde um conjunto de rebolos rotativos distribuídos em diferentes ângulos são dispostos acima da superfície do trilho, obtendo sequencialmente o perfil desejado e originando facetadas de esmerilhamento. Na Figura 28 pode ser observada uma esmerilhadora realizando o esmerilhamento dos trilhos.

Figura 27 – Mecanismo do esmerilhamento de trilhos.



Fonte: Adaptado de Xie et al. (2020).

Figura 28 – Trilho sendo esmerilhado.



Fonte: Loram (2019).

Lawrence (2004) estuda a eficiência do esmerilhamento de trilhos no ruído emitido por trens, onde observou-se uma redução de 10 a 15 dB em frequências de 50 a 100Hz, tanto nos espectros de ruído, como no de vibração. As medições de ruído e vibração foram realizadas antes e após 3 semanas do esmerilhamento do trilho. Após o esmerilhamento, por meio de uma inspeção no local, notou-se que as ondulações ainda eram visíveis no topo do trilho, embora em profundidade reduzida. Desta forma, segundo o autor, é possível diminuir ainda mais o ruído de rolagem ao reduzir as ondulações com as passagens dos trens.

Alguns autores relatam que o esmerilhamento inadequado dos trilhos pode aumentar o ruído do contato roda/trilho. Nelson (1997) explica que isso acontece se o esmerilhamento introduzir um padrão periódico no boleto do trilho, visto que não há garantia de que o padrão será totalmente desgastado com o tempo. A evidência visual do padrão de esmerilhamento pode desaparecer com o tempo, mas a ondulação no trilho pode persistir.

Segundo Magel et al. (2003), na Europa, a superfície rugosa deixada pela esmerilhadora de trilhos também tem sido um problema, visto que aumenta os níveis de ruído de rolagem. Entretanto, os autores explicam que pesquisas recentes provaram que o ruído roda/trilho sob o esmerilhamento "agressivo" pode ser controlado pelo refinamento de padrões de esmerilhamento (ângulo e pressão do rebolo) e utilizando velocidades de esmerilhamento mais altas. Esta prática produz facetas de retificação mais estreitas nas zonas de contato roda/trilho. Embora os níveis de ruído aumentem imediatamente após o esmerilhamento, eles retornam aos níveis normais dentro de 2 dias após o tráfego em funcionamento.

Assim como visto, as superfícies irregulares dos trilhos contribuem para níveis de ruído mais elevados. Se essas irregularidades tiverem de ser removidas devido a reclamações de ruído, é normalmente exigida uma superfície lisa para reduzir o nível

de ruído ao mínimo e garantir que o recrescimento das ondulações seja retardado tanto quanto possível. Para Schoech (2010), essa superfície lisa é particularmente importante nos trens metropolitanos, onde as baixas cargas por eixo não suavizam a rugosidade do esmerilhamento num curto espaço de tempo, especialmente se forem utilizados perfis modernos com maior dureza. Desta forma, o autor aborda sobre o esmerilhamento acústico, onde são utilizados rebolos mais finos, pressão de trabalho reduzida e é aplicado um último passe de acabamento a uma velocidade de trabalho mais elevada. Assim, as facetas são pequenas e a rugosidade da superfície é baixa. No entanto, a remoção de metal e as taxas de produção são menores em comparação com o esmerilhamento convencional.

Liepert et al. (2013) explicam que o efeito de redução de ruído com o esmerilhamento do trilho depende da rugosidade da roda do trem. Enquanto em uma roda lisa o efeito máximo de redução de ruído pode ser alcançado, o ruído de rolagem de rodas com rugosidades é pouco reduzido. Os autores investigam a exposição de ruído de moradores próximos às vias após o esmerilhamento dos trilhos. As medições das passagens de trens antes e depois do esmerilhamento dos trilhos mostraram redução de ruído com cerca de 5 a 8 dB(A) para trens com rodas lisas. Os trens com rodas rugosas apresentaram redução de ruído inferior a 2 dB(A).

Desta forma, os níveis gerais de ruído ferroviário podem ser um fator de condição das rodas e dos trilhos. Após o esmerilhamento do trilho, a rugosidade do trilho é significativamente reduzida, e portanto, a rugosidade da roda se torna o fator dominante. Lawrence (2004) destacam que melhorias adicionais na rugosidade dos trilhos após o esmerilhamento, pode não ser tão significativa na redução de ruído em comparação com a manutenção das rodas.

2.5.4.2 Reperfilagem da roda

A reperfilagem da roda garante a remoção de irregularidades e defeitos fornecendo o perfil necessário da roda, e pode diminuir o ruído de rolagem entre 5 a 10 dB(A) (FTA 0123, 2018; LAKUŠIĆ; AHAC, 2012). Segundo Remington et al. (1975), a usinagem da roda juntamente com o esmerilhamento do trilho possuem um potencial de redução de 10 a 20 dB(A), visto que proporcionam um menor nível de rugosidade no contato roda/trilho.

Wu e Thompson (2002) estudam o ruído emitido por rodas com calos e propõem um modelo numérico para prever a ocorrência deste defeito. Os autores verificam um aumento no nível de ruído de rodas com defeitos a uma taxa de cerca de $20 \log_{10} V$, em que V é a velocidade do trem. Além disso, o estudo prevê a relação do ruído de impacto com a carga da roda, em que ocorre um aumento de cerca de 3 dB quando a carga da roda é duplicada.

Cordier et al. (2006) realizam medições de ruído na qual classificam o

impacto acústico de rodas com diferentes tipos de defeitos. O defeito com maior ruído apresentou um aumento de 9 dB(A) no nível de ruído de passagem. Além disso, foram desenvolvidas ferramentas para a estimativa da contribuição do defeito da pista de rolagem no aumento do ruído médio de tráfego. Neste caso, o ruído de tráfego teve um aumento de 0,6 dB(A), onde 2,5% dos vagões analisados possuíam rodas planas.

Cui e Qin (2016) estabelecem um modelo de elemento de contorno do sistema roda/trilho e calculam o ruído emitido por rodas planas. Analisando o ruído de impacto, os autores verificaram que o ruído proveniente deste defeito concentra-se principalmente na faixa de frequências acima de 250 Hz. Além disso, o efeito do impacto da roda no ruído emitido pelo trilho teve um aumento de 5 dB em comparação ao rolagem sem o defeito. Os resultados do efeito do aumento do comprimento do plano da roda mostram um aumento no ruído de impacto. O efeito da velocidade também é analisado e comparado com valor experimental, sendo o ruído de impacto aumentado com o aumento da velocidade do trem.

Gautier, Poisson e Létourneaux (2007), analisam a influência do estado das rodas no ruído de passagem de trens de alta velocidade, onde foram realizadas medições antes e após o tratamento das rodas. Segundo os autores, a camada de lastro entre os dormentes são movidas com a passagem dos trens e deslocam-se para cima do trilho, fazendo com que o trem atropеле as pedras e aumente a rugosidade das rodas. Os valores de ruído médio foram aumentados em 4 e 5 dB(A) com rodas corrugadas em comparação com o mesmo trem configurado com rodas recentemente reperfiladas.

2.5.4.3 Manutenção de juntas ferroviárias

Kurzweil (1983) apresenta algumas abordagens para controle de ruído de impacto e rolagem, e destacam maneiras de minimizar as discontinuidades da superfície do trilho, sendo uma destas a manutenção de juntas ferroviárias. Segundo os autores, a manutenção de juntas ferroviárias podem reduzir o ruído de impacto em 2 a 5 dB(A).

Xiao et al. (2021) estudam o comportamento dinâmico de JICs (Junta Isolada Colada) danificadas e novas. Com testes em campo, os autores verificam que a velocidade de impacto causada por uma JIC danificada é 4,3 vezes maior que o de uma JIC nova. Além disso, os dois diferentes tipos de juntas analisados possuem diferentes modos de impacto, visto que possuem diferentes geometrias, sendo a JIC danificada côncava e a nova convexa. Os autores também analisam que o lastro das JICs, sob o impacto dinâmico de longo prazo, se tornam vazios e levam a um aumento significativo do deslocamento vertical do dormente.

Diferentes condições de JICs foram incluídas no estudo proposto por Molodova et al. (2016), como juntas em bom estado, com rachaduras e com camada de

isolamento danificada. Os autores analisaram as vibrações das JICs, e com base nos resultados foram definidos diferentes indicadores para classificar as condições destas. A combinação de altas magnitudes de aceleração em faixas de 500-550 Hz podem indicar qualitativamente a deformação plástica das JICs. Desta forma, os autores relatam que a aplicação dos resultados deste estudo ao monitoramento de JICs aumenta a segurança ferroviária e reduz o custo total de reposição, incluindo estratégias inteligentes de manutenção preventiva.

Yuen et al. (2018) também utilizam a assinatura de vibrações obtidas por meio de acelerômetros nos vagões para identificar o estado de JICs. O método utilizado pelos autores classifica com sucesso as assinaturas de vibração de JICs em grupos distintos de frequência. Segundo os autores, o método deu uma indicação da gravidade do impacto no domínio da frequência que podem ser correlacionados com registros de manutenção.

Para se manterem em boas condições, as JICs necessitam de manutenção para evitar o mau funcionamento prematuro e adiar a substituição precoce das juntas, permitindo poupar custos desnecessários. Segundo Dhanasekar (2013), as JICs degradam-se progressivamente devido à passagem repetitiva do tráfego, e portanto, a manutenção pode ser programada com base no número de toneladas transportadas na ferrovia.

A seguir, será descrita a metodologia deste trabalho, onde propõe-se analisar medidas mitigadoras de ruído ferroviário por meio de medições realizadas em campo.

3 METODOLOGIA

Para analisar as medidas mitigadoras para diminuição de ruído ferroviário aplicadas na EFVM, composta por linha dupla (Linhas 01 e 02), foram realizadas medições de níveis de pressão sonora no trecho de Ipatinga (MG), Governador Valadares (MG) e Santa Leopoldina (ES). Para a coleta de dados foram utilizados os equipamentos descritos na Tabela 2, sendo estes calibrados e certificados, conforme a norma ABNT NBR 16425-1.

Tabela 2 – Instrumentos utilizados nas medições.

Instrumento	Fabricante	Modelo
Medidor de pressão sonora	Brüel & Kjær	2250
Medidor de pressão sonora	Brüel & Kjær	2270
Microfone	Brüel & Kjær	4189
Microfone	Brüel & Kjær	4189
Câmera acústica	Brüel & Kjær	9712-W-FEN

Fonte: Autoria própria (2022).

Os microfones utilizados foram acoplados aos medidores de pressão sonora e para avaliação de cada medida mitigadora foram alocados de forma diferente. Entretanto, em todos os casos, a altura do medidor de pressão sonora estava de acordo com a norma ABNT NBR 16425-1, sendo esta de 1,20 m com relação ao lastro da via (ABNT, 2016). A câmera acústica foi utilizada a uma altura de 0,50 m também em relação ao lastro da via, e tem a função de visualizar as fontes de ruído provenientes do contato roda/trilho. Na Figura 29 é possível observar os equipamentos utilizados nas medições.

Figura 29 – Equipamentos utilizados nas medições.



(a) Medidor de pressão sonora.



(b) Câmera acústica.

Fonte: Autoria própria (2021).

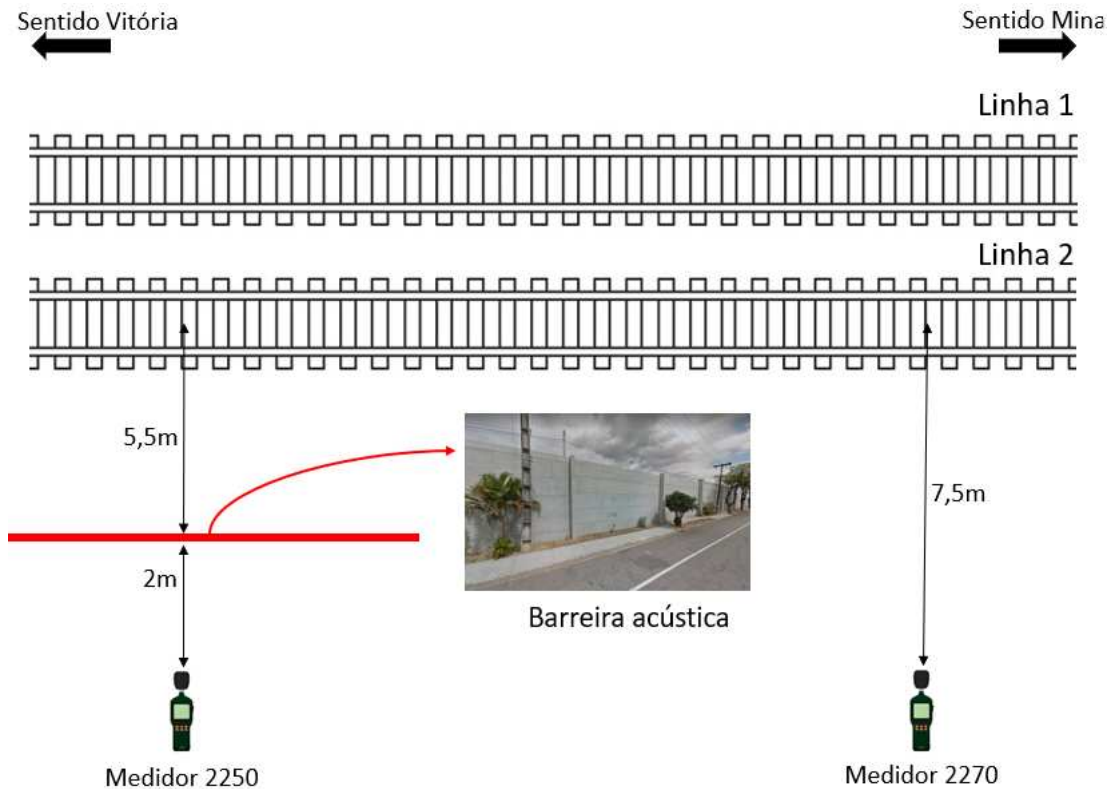
As medidas mitigadoras para ruído analisadas neste trabalho, consistem no uso de barreira acústica, instalação de *dampers* na via, e estratégias de manutenção de rodas e trilhos. As estratégias de manutenção de rodas e trilhos foram divididas em, esmerilhamento do trilho, análise de defeitos em rodas, e manutenção de JICs.

A seguir serão descritas a metodologia das medições para cada uma das medidas estudadas.

3.1 BARREIRA ACÚSTICA

Para verificar a redução de ruído com o uso de barreira acústica, foram realizadas medições utilizando os dois medidores de pressão sonora (Tabela 2), um em frente a região com barreira, e outro após o término desta. O intuito deste posicionamento foi obter valores de ruído dos mesmos trens, sob mesmas condições. Na Figura 30 é possível observar um desenho esquemático das medições na região da barreira acústica.

Figura 30 – Medições na região da barreira acústica.

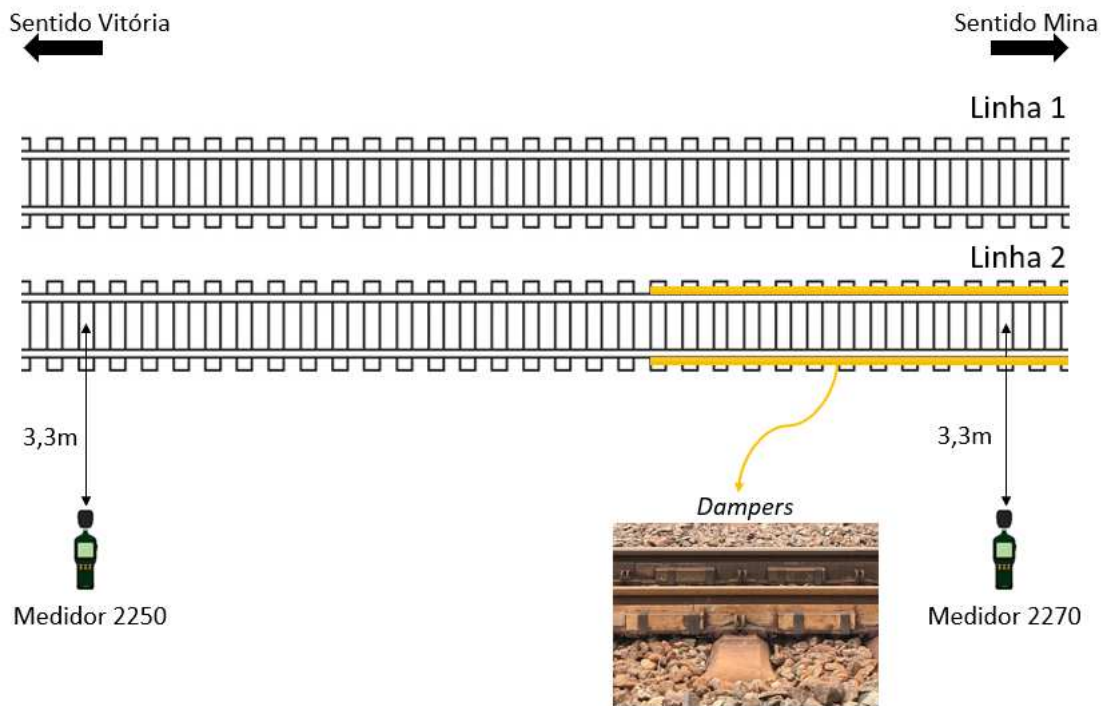


Fonte: Autoria própria (2022).

Com aproximadamente 6 m de altura, a barreira acústica está localizada na região de Ipatinga (MG) a 5,5 m da Linha 02. Conforme mostrado na Figura 30, as medições foram realizadas a 7,5 m da Linha 02, com o medidor 2250 na região da barreira, e o 2270 na região sem barreira. Desta forma, foram coletados dados de trens que passaram pela Linha 01 e Linha 02, em ambos os sentidos da ferrovia (Vitória e Mina). Além disso, os trens passaram em diferentes velocidades e condições de carga.

3.2 DAMPERS

Os *dampers* estavam localizados na Linha 02 no trecho de Governador Valadares (MG). Na Figura 31, é possível observar o desenho esquemático das medições na região dos *dampers*. De maneira análoga à barreira acústica, para a região os *dampers* também foram realizadas medições de ruído em dois locais, com e sem o uso dos atenuadores na via.

Figura 31 – Medições na região dos *dampers*.

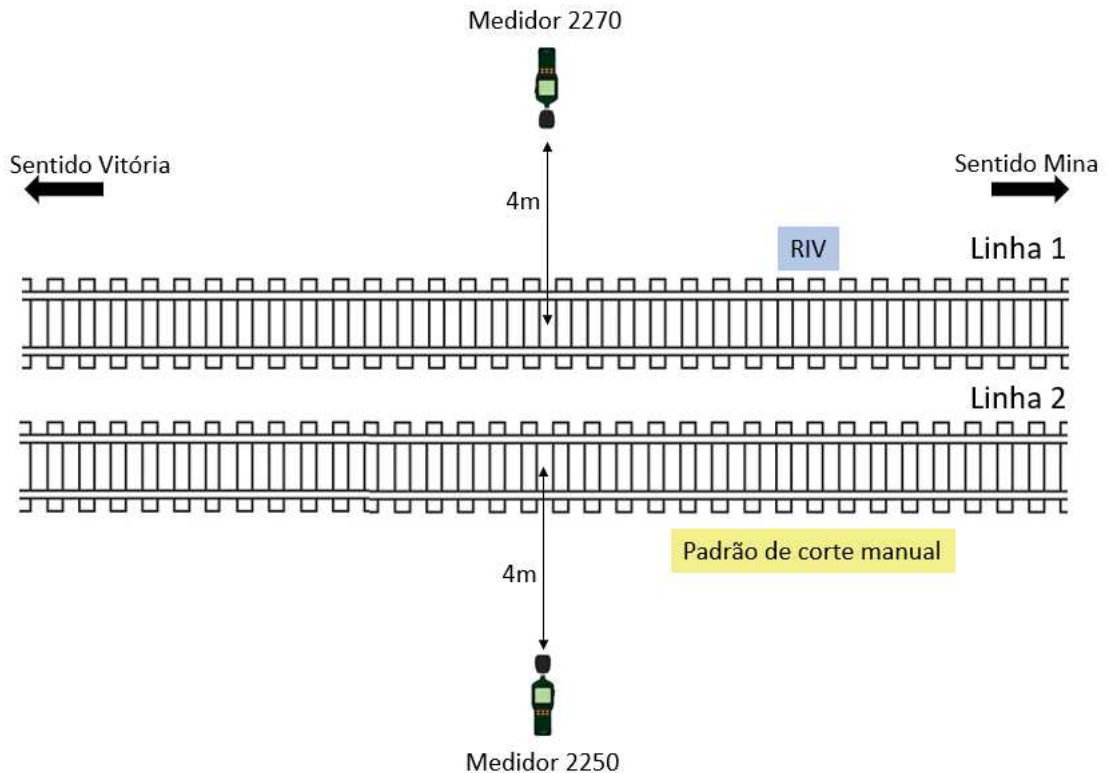
Fonte: Autoria própria (2022).

Conforme mostrado na Figura 31, os medidores de pressão sonora foram dispostos a uma distância de 3,3 m do centro dos trilhos na Linha 02. Além disso, para a região dos *dampers* foi utilizado o medidor 2270, e o medidor 2250 foi disposto na região sem a instalação dos atenuadores. Sendo assim, foram coletados dados de diferentes tipos de composições em ambos os sentidos da ferrovia, e em diferentes velocidades.

3.3 ESMERILHAMENTO DO TRILHO

Para analisar como o esmerilhamento do trilho influencia no ruído ferroviário, foram realizadas medições antes e após a passagem da esmerilhadora na cidade de Governador Valadares (MG). Para comparação dos resultados, foram analisados trens que passaram com mesma velocidade e carga, em um mesmo trecho da ferrovia. Além disso, foram analisadas duas estratégias diferentes para o esmerilhamento do trilho, e assim, verificada a influência destas no ruído dos trens. Na Figura 32 pode ser observado o posicionamento dos medidores, onde foram utilizados os valores coletados pelo medidor 2250 para trens que trafegaram na Linha 1, e os valores do medidor 2270 para os trens que trafegaram na Linha 2.

Figura 32 – Medições para análise da influencia do esmerilhamento do trilho no ruído.



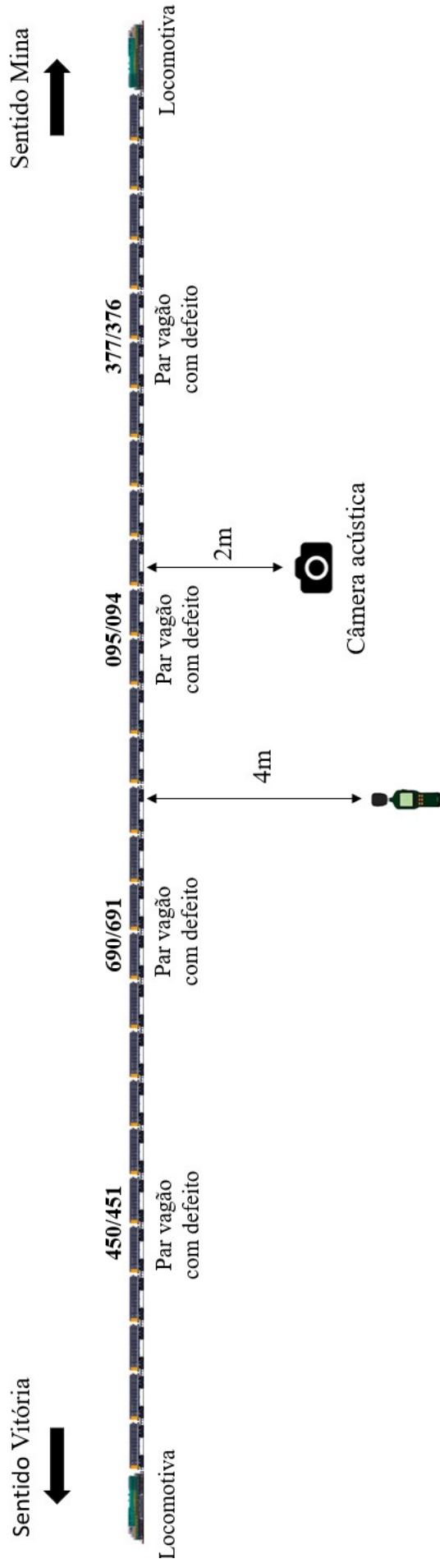
Fonte: Autoria própria (2022).

As medições foram divididas em dias 1, 2, 3, 4 e 5, em que o dia 1 refere-se a medição antes do esmerilhamento do trilho, e os demais dias após. Conforme mencionado, o esmerilhamento do trilho foi realizado em diferentes condições. Para a Linha 01, foi utilizada a programação de corte sugerida pelo carro de inspeção de trilhos (RIV - *Rail Inspection Vehicle*), com velocidade de 15 e 12 km/h por passada, e diferentes padrões de corte. Já para a Linha 02, foi utilizado um padrão de corte manual com velocidade de 12 km/h para as duas passadas, também com diferentes padrões de corte. Para ambas as linhas analisadas foram realizados dois passes de esmerilhamento com rebolo de 10V, em que o 10 refere-se a uma estrutura com grãos mais espaçados e V refere-se a alta dureza.

3.4 MANUTENÇÃO DE RODAS

Para analisar como a manutenção de rodas ferroviárias influenciam na redução do ruído, foram realizadas medições de níveis de pressão sonora durante as passagens de um trem teste com diferentes tipos de defeitos nas rodas dos vagões. O desenho esquemático das medições é mostrado na Figura 33.

Figura 33 – Medições de ruído do trem teste com defeitos em rodas.



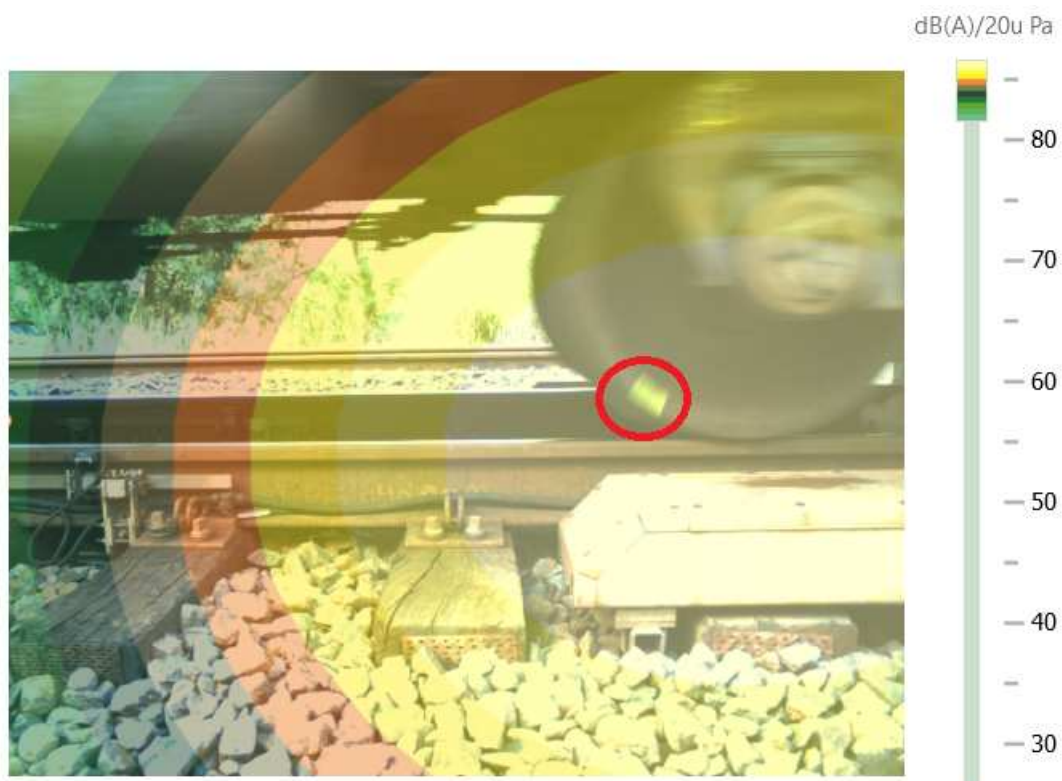
Medidor de pressão sonora

Fonte: Autoria própria (2022).

Formado por duas locomotivas e quatorze pares de vagões de minério vazios, o trem teste foi disposto com diferentes tipos de defeitos localizados em quatro pares de vagões, denominados 450/451, 690/691, 095/094 e 377/376. Conforme mostrado na Figura 33, os pares de vagões com defeito estão espaçados a cada 4 vagões sem defeito. O intuito do espaçamento entre vagões é diferenciar o ruído de rolamento do ruído de impacto emitido pelos defeitos, e garantir que um defeito não influencie no ruído de outro defeito. O trem teste circulou em diferentes velocidades e em ambos sentidos da ferrovia, iniciando a 25 km/h e aumentando gradativamente a cada passagem, até atingir a velocidade média de operação da ferrovia, de aproximadamente 60 km/h.

Os defeitos identificados nas rodas dos vagões podem estar associados às altas tensões de carregamento (shelling) ou devido à altas temperaturas do arrasto da roda no momento da frenagem (spalling). Ambos os tipos de defeitos apresentam pequenas cavidades na roda devido ao destacamento de material. Na Figura 34 é possível analisar a imagem obtida pela câmera acústica no momento da passagem de um dos defeitos (em destaque), e na Figura 35 estão ilustrados os defeitos identificados nas rodas dos vagões com suas respectivas dimensões e profundidades.

Figura 34 – Imagem acústica no momento do impacto no trilho de uma das rodas com defeito.

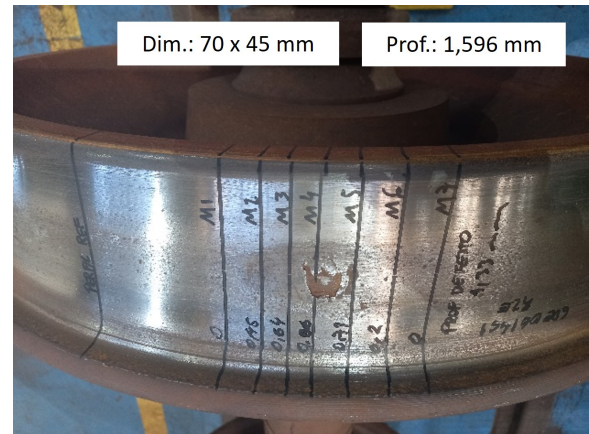


Fonte: Aatoria própria (2021).

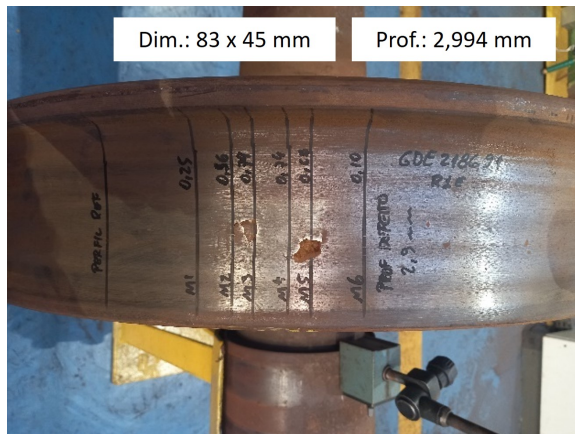
Figura 35 – Defeitos nas rodas dos vagões do trem teste.



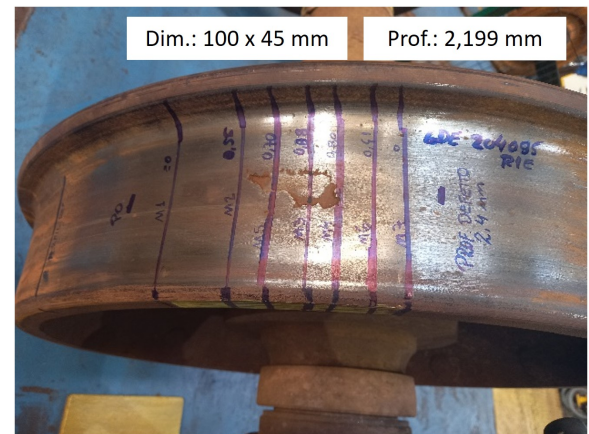
(a) Vagão 450.



(b) Vagão 451.



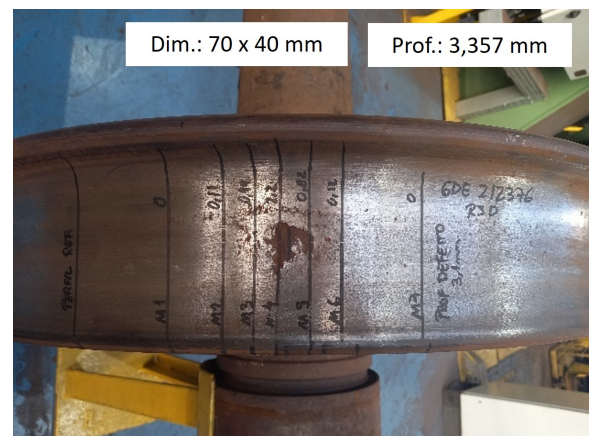
(c) Vagão 691.



(d) Vagão 095.



(e) Vagão 094.



(f) Vagão 376.

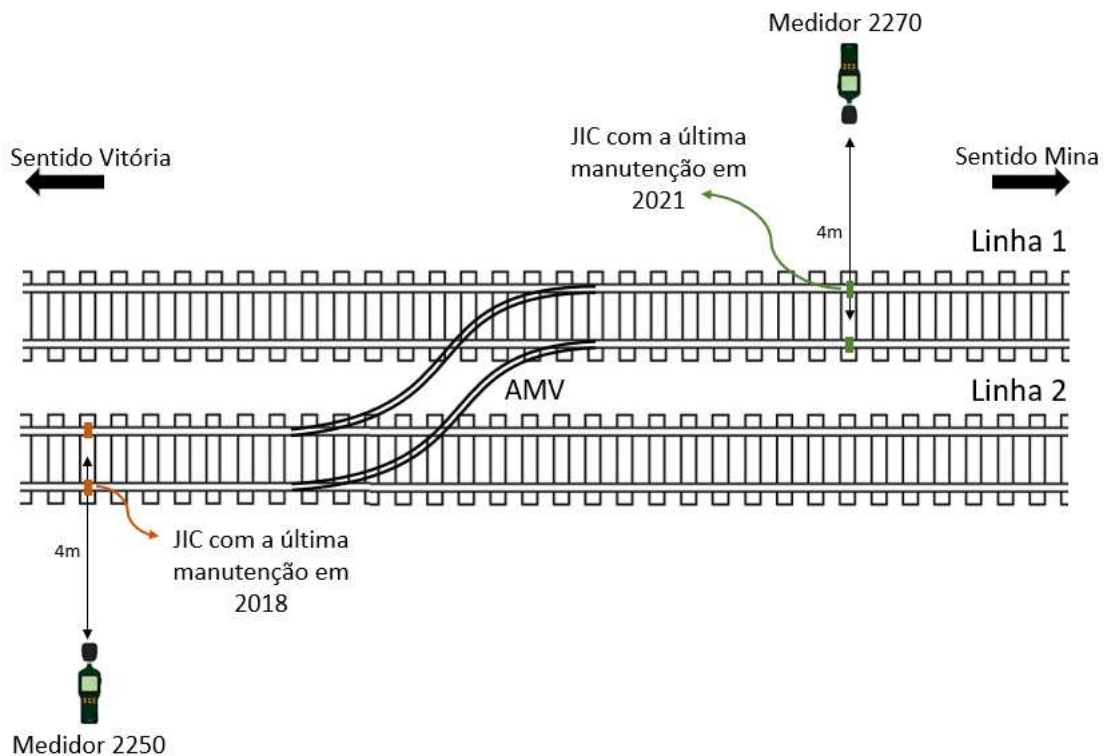
Fonte: Autoria própria (2022).

3.5 MANUTENÇÃO DE JICS

Por fim, a influência da manutenção de juntas ferroviárias no ruído será analisada com medições em dois pontos da ferrovia. Os medidores de pressão sonora

2250 e 2270 foram posicionados em frente de duas JICs com diferença de três anos de manutenção, uma com manutenção em 2018 e outra com manutenção em 2021 (ano em que foram feitas as medições). O esquema destas medições está representado na Figura 36.

Figura 36 – Medições para análise da influencia do esmerilhamento do trilho no ruído.



Fonte: Autoria própria (2021).

Conforme ilustrado na Figura 36, as JICs estavam localizadas próximas a um AMV (Aparelho de mudança de via), o que possibilitou coletar valores dos mesmos trens, com mesmas condições, passando por duas JICs em diferentes estados. Desta forma, foram realizadas medições de NPS de trens que cruzaram as linhas por meio do AMV.

Na Figura 37 são mostradas as JICs analisadas, onde na JIC 2021, com manutenção recente (Figura 37b), o material isolante utilizado na junção dos trilhos possui um menor desgaste quando comparado ao da JIC 2018, com manutenção realizada três anos antes (Figura 37a). Um ano após essas medições, em 2022, ocorreu uma nova manutenção das duas JICs analisadas, denominada JIC 2022, conforme mostrado na Figura 37c. Sendo assim, foi possível realizar novas medições de ruído no mesmo local e comparar o ruído das JICs com diferentes anos de manutenção, e assim verificar a influência da periodicidade da manutenção das JICs no ruído dos trens.

Figura 37 – JICs analisadas.



(a) JIC com a última manutenção em 2018.



(b) JIC com a última manutenção em 2021.



(c) JIC com a última manutenção em 2022.

Fonte: Autoria própria (2023).

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo serão mostrados os valores e análises das medições de ruído realizadas na EFVM, bem como a eficácia de cada medida mitigadora analisada.

4.1 BARREIRA ACÚSTICA

A avaliação da eficácia da barreira acústica pode ser realizada com base na atenuação gerada em cada faixa de frequência, ou em seu impacto no valor global (NPS total) do ruído emitido. Na Tabela 3 é apresentada a comparação de NPS total de rolagem coletado com as passagens dos trens no trecho com e sem barreira acústica.

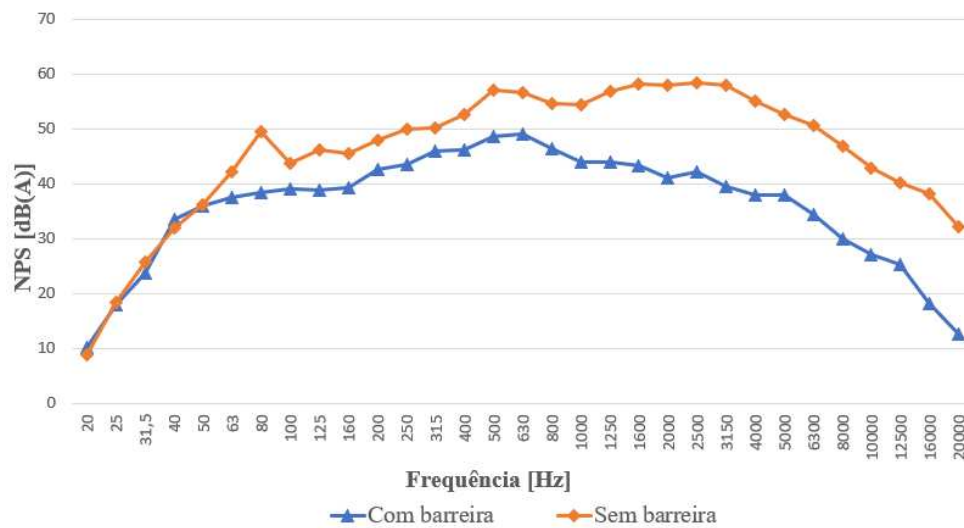
Tabela 3 – Comparação de NPS da passagem de trens em áreas com e sem barreira acústica

Trem	Linha	NPS de rolagem [dB(A)]		
		Sem barreira	Com barreira	Diferença
Minério vazio	02	76,0	63,3	12,7
Minério cheio	02	78,6	64,5	14,1
Passageiro	02	86,4	74,4	12,0
Minério cheio	01	67,2	57,9	9,4

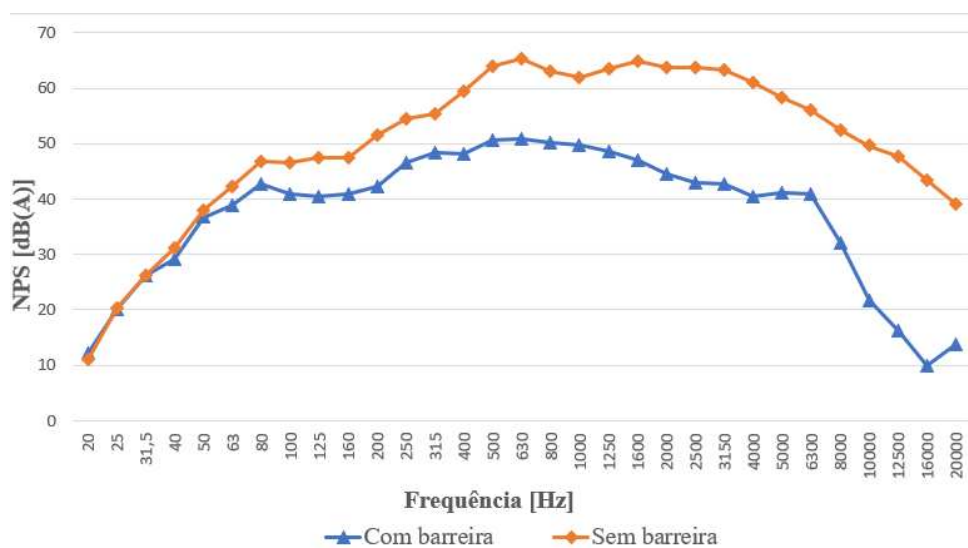
Fonte: Autoria própria (2023).

A diferença no NPS de rolagem dos trens é devida as diferentes condições de passagem, como carga e velocidade. Nota-se que a barreira acústica pode atenuar em até 14 dB(A) o nível de pressão sonora da passagem de trens. Além disso, é possível observar que uma maior distância da barreira acústica proporciona uma menor atenuação, como no caso do trem de minério cheio que passou na Linha 01. Na Figura 38 é possível observar os níveis de pressão sonora no domínio da frequência da passagem do trem de minério cheio que passou na Linha 01 e do trem de minério cheio que passou na Linha 02.

Figura 38 – Comparação dos níveis de pressão sonora no domínio da frequência das regiões com e sem barreira acústica.



(a) Linha 01.



(b) Linha 02.

Fonte: Autoria própria (2023).

Assim como apresentado na Figura 38, em ambos os casos a barreira atenua o ruído em frequências a partir de 63 Hz, com maior redução em frequências maiores que 1 kHz. Desta forma, observa-se que a barreira pode reduzir de forma eficiente os níveis de pressão sonora em médias e altas frequências. Já em baixas frequências, a barreira não possui influência, o que pode ser explicado pelo ruído ambiente, que é predominante nesta faixa de frequência. Além disso, ao comparar a atenuação das Linha 01 e 02, as curvas comportam-se de maneira semelhantes. Entretanto, a redução é maior na linha mais próxima a barreira acústica (Linha 02), principalmente em altas frequências, o que é esperado, visto que neste caso o comprimento de onda é menor.

Conforme visto na Seção 2.5.1, por meio da Equação 7 é possível prever a

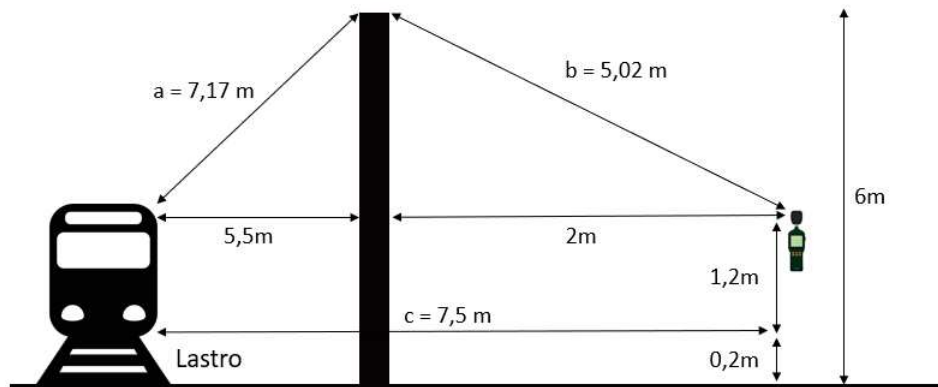
diminuição do ruído em bandas de oitava de frequência utilizando barreira acústica. Desta forma, para prever o valor de atenuação e comparar com os valores reais das medições, foram aplicados os valores apresentados da Tabela 4 na Equação 8. A Figura 39 apresenta o esquema das medições com os valores de a , b e c utilizados, considerando o trem de minério cheio que passou na Linha 02.

Tabela 4 – Parâmetros utilizados para previsão da diminuição de ruído com barreira acústica.

Parâmetro	Valor
a	7,17 m
b	5,02 m
c	7,50 m
λ	Equação 1

Fonte: Autoria própria (2023).

Figura 39 – Parâmetros utilizados no cálculo de atenuação de ruído com barreira.

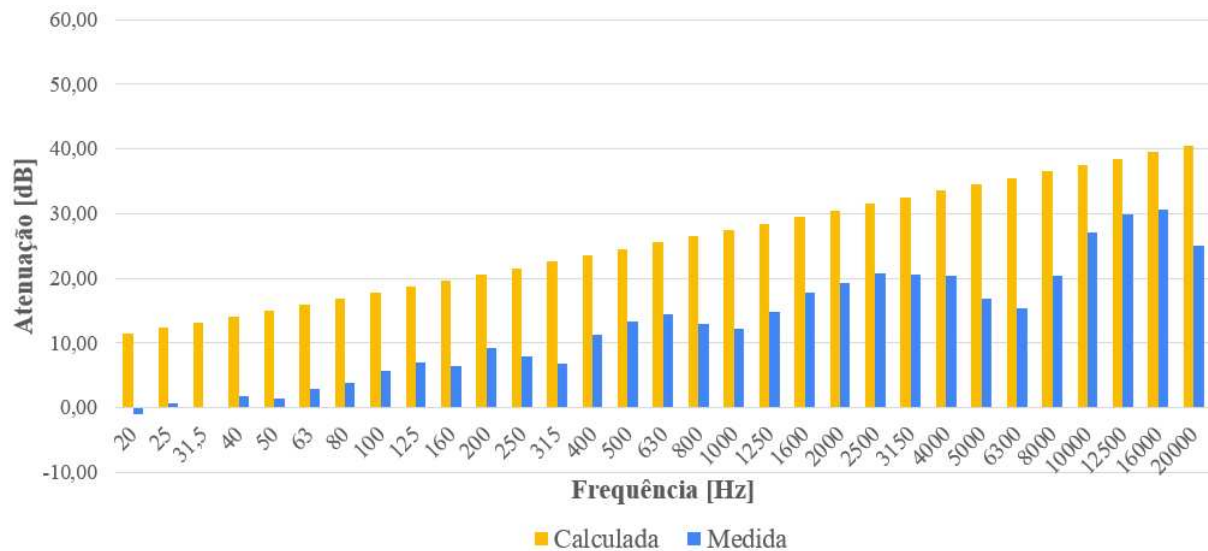


Fonte: Autoria própria (2023).

Utilizando a velocidade do som c igual a 340 m/s (valor aproximado em temperatura ambiente), é possível obter valores diferentes de λ para cada frequência analisada, conforme mostra a Equação 1. Aplicando os valores da Tabela 4 na Equação 8 e em seguida na Equação 7, são obtidos os valores de D_i , ou seja, a previsão de perda de ruído com base nas dimensões da barreira analisada.

Com os valores de ruído medidos com a passagem do trem de minério cheio na Linha 02 com barreira acústica menos os valores da região sem barreira, são obtidos os valores chamados de atenuação medida. Já a atenuação calculada refere-se aos valores obtidos de perda de ruído D_i para cada terço de frequência. Na Figura 40, é possível observar os valores de atenuação medida e calculada com barreira acústica, onde para cada terço de oitava de frequência os valores de nível de pressão sonora são mostrados em dB.

Figura 40 – Comparação da perda calculada e medida do ruído com barreira acústica.



Fonte: Autoria própria (2023).

Conforme apresentado na Figura 40, o comportamento da perda de ruído para os valores medidos e calculados em cada terço de oitava é semelhante. Entretanto, a previsão da perda de ruído, ou perda calculada, é maior do que a atenuação medida em todas as frequências. Além disso, a barreira não atenua o ruído em baixas frequências, o que pode ser explicado pelo alto ruído de fundo no local, caracterizado como ruído de baixa frequência.

Por fim, foi possível verificar que a utilização da barreira acústica é uma medida eficiente para diminuição do ruído ferroviário, assim como visto na literatura. Entretanto, as barreiras possuem grande impacto visual, além do alto custo de instalação, tornando esta medida muitas vezes inviável.

4.2 DAMPERS

Para analisar a eficácia de atenuação do ruído com a instalação dos *dampers* na ferrovia, foram obtidos os níveis de pressão sonora médio das passagens de trens em diferentes condições e velocidades. Na Tabela 5 são apresentadas as diferenças de ruído nas áreas com e sem a instalação dos atenuadores.

Tabela 5 – Comparação do NPS de rolagem nas regiões com e sem *damper*.

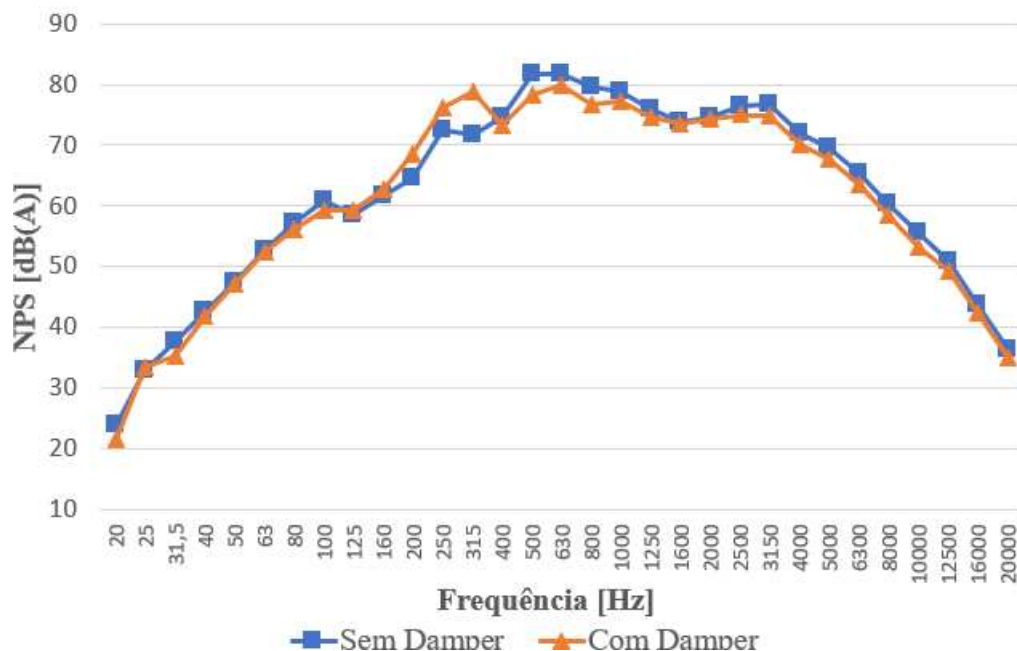
Trem	Sentido	NPS de rolagem [dB(A)]		
		Sem <i>damper</i>	Com <i>damper</i>	Diferença
Minério vazio	Mina	88,7	87,7	1,0
Minério vazio	Mina	86,8	86,3	0,5
Carvão	Mina	84,1	85,0	-0,9
Minério cheio	Vitória	76,1	76,9	-0,8

Fonte: A autoria própria (2023).

Visto que a incerteza de medição dos medidores de pressão sonora é de 1 dB(A), e a atenuação máxima alcançada foi de 1,03 dB(A), observa-se que os *dampers* não reduziram o ruído dos trens analisados. Desta forma, conforme mostrado na Tabela 5, a atenuação de ruído com o uso dos atenuadores na ferrovia foi insignificante no NPS médio. Além disso, foi possível observar um aumento de NPS com o atenuador em alguns dos casos analisados.

Ao analisar o NPS no domínio da frequência de um dos trens de minério vazio, foi possível observar uma pequena atenuação em torno de 2 dB(A), especialmente acima de 2 kHz, conforme mostrado na Figura 41. Entretanto, a atenuação observada não é significativa a nível global.

Figura 41 – Comparação dos níveis de pressão sonora no domínio da frequência das regiões com e sem *damper* do trem de minério vazio 01.

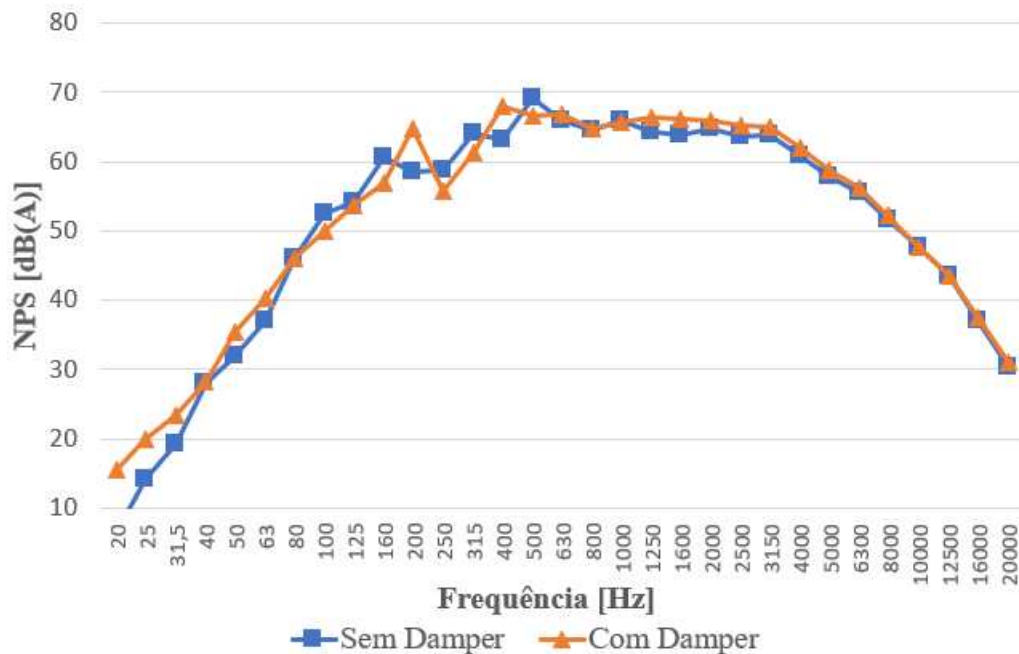


Fonte: A autoria própria (2023).

Assim como para o ruído do trem de minério vazio, foram comparados os valores de NPS no domínio da frequência do trem de minério cheio na região com e

sem o uso dos atenuadores na ferrovia. Neste caso, nota-se que não foi possível obter uma atenuação em altas frequências, conforme mostrado na Figura 42.

Figura 42 – Comparação dos níveis de pressão sonora no domínio da frequência das regiões com e sem *damper* do trem de minério cheio.



Fonte: Autoria própria (2023).

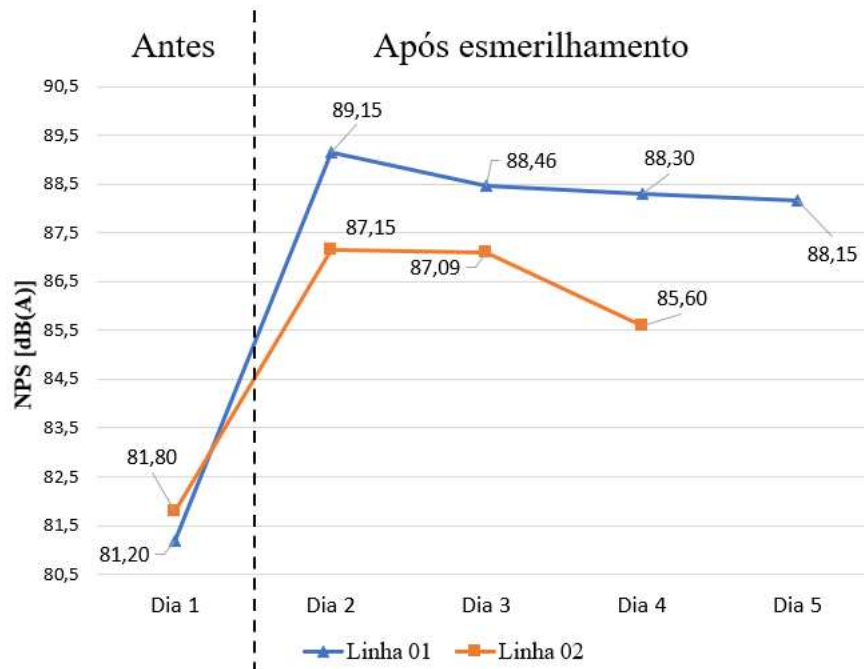
Desta forma, assim como descrito por Romano e Oertli (2012), os parâmetros de construção dos atenuadores, como rigidez e durabilidade, podem estar interferindo na medição da eficácia dos dispositivos, principalmente pela região ser caracterizada por alta temperatura. Além disso, os atenuadores analisados não foram projetados para as características da ferrovia EFVM. Sendo assim, a influência destas variáveis nos resultados das medições podem levar a valores insignificantes de atenuação ou até mesmo causando um pequeno aumento de ruído, conforme visto na literatura.

4.3 ESMERILHAMENTO DE TRILHO

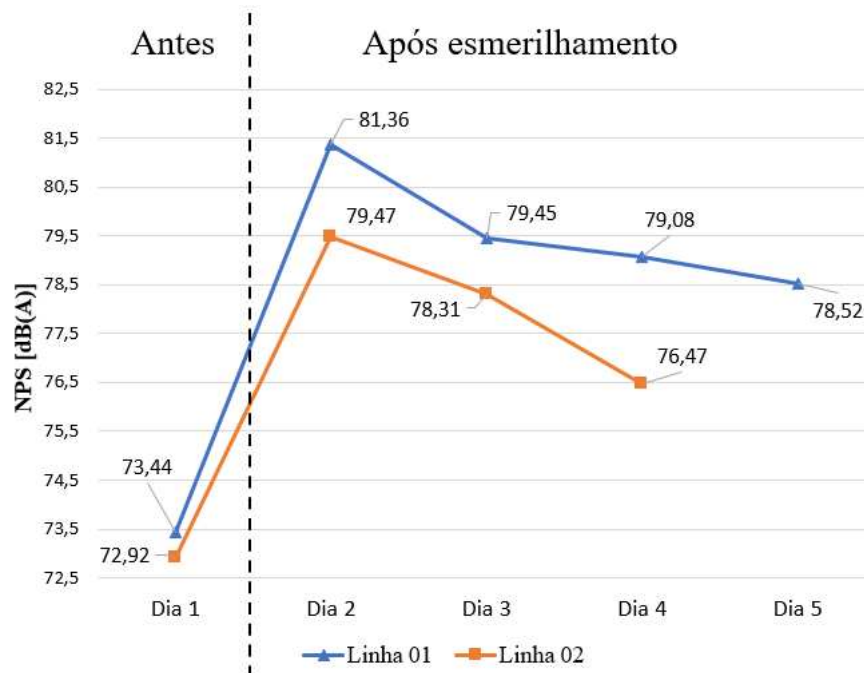
Para analisar os níveis de ruído das Linhas 01 e 02 antes e após o esmerilhamento dos trilhos, foi necessário tratar os dados e compensar os valores de velocidades utilizando a Equação 3, visto que os trens passaram em velocidades diferentes em cada medição. Desta forma, para os trens cheios foi utilizado um valor de velocidade fixa de 35 km/h, e para os trens vazios 50 km/h.

Os valores de NPS médio de rolagem no decorrer dos dias para os trens cheios e vazios, estão apresentados na Figura 43. A análise do ruído com o passar dos dias tem como intuito verificar o comportamento da rugosidade deixada pela esmerilhadora com as passagens dos trens, e como isso influencia no ruído pós esmerilhamento.

Figura 43 – NPS médio antes e após o esmerilhamento dos trilhos nas Linhas 01 e 02.



(a) Trenos vazios com velocidade de 50km/h.



(b) Trenos cheios com velocidade de 35km/h.

Fonte: Autoria própria (2023).

Conforme mostrado na Figura 43a, antes do esmerilhamento dos trilhos (dia 1) os trens vazios que passaram nas Linhas 01 e 02 emitiram níveis de pressão sonora semelhantes, em torno de 81 dB(A). Após o esmerilhamento dos trilhos, a Linha 01 teve um aumento de NPS de aproximadamente 8,00 dB(A) e a Linha 02 de

5,35 dB(A). Além disso, nota-se que os valores de ruído decaem com os dias, o que pode estar relacionado a redução das ondulações produzidas pelo esmerilhamento com a passagem dos trens.

Já para os trens cheios, antes do esmerilhamento do trilho as Linhas 01 e 02 geravam níveis de ruídos próximos entre si, em torno de 73 dB(A), conforme mostra a Figura 43b. Após o esmerilhamento, assim como para os trens vazios, a Linha 01 promoveu maior ruído tendo um acréscimo de 7,92 dB(A), já a Linha 02 teve um aumento de 6,55 dB(A). Neste caso, também é possível observar o decaimento do NPS com os dias, onde destaca-se que tanto para trens cheios como para trens vazios, a Linha 01 obteve um menor desempenho, e, portanto, a configuração de esmerilhamento utilizada nesta linha é mais crítica.

Para ambos os casos analisados, observa-se que o ruído dos trens cheios cai mais rapidamente do que para os trens vazios, o que pode estar relacionado a reverberação produzido em trens vazios, já que nestes o som ressoa mais do que em trens cheios. Além disso, conforme mostrado por Thompson (2009), quanto maior a velocidade de passagem dos trens, maiores os valores de ruído. Portanto, os trens vazios (Figura 43a) possuem maior ruído do que os trens cheios (Figura 43b), visto que estes passaram com maior velocidade.

Por fim, destaca-se que as medições foram realizadas um dia após o esmerilhamento dos trilhos, o que pode explicar o aumento do ruído assim como explicado por Lawrence (2004). Além disso, os valores de ruído podem ter diminuído ainda mais com o passar dos dias, entretanto, não foi possível realizar medições após o dia 5. Na Figura 44 é possível observar os trilhos das Linhas 01 e 02 no dias 1, 2, 3, 4 e 5, ou seja, antes e após o esmerilhamento dos trilhos.

Figura 44 – Linhas 01 e 02 antes e após o esmerilhamento dos trilhos.



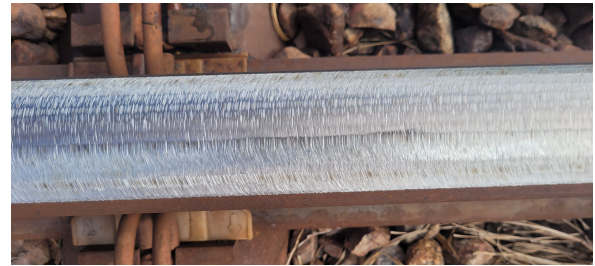
(a) Linha 01: dia 01.



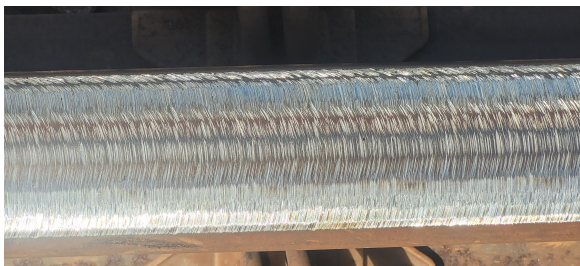
(b) Linha 02: dia 01.



(c) Linha 01: dia 02.



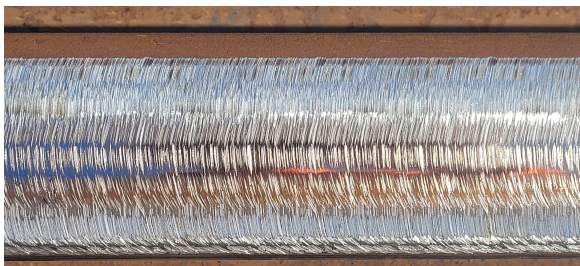
(d) Linha 02: dia 02.



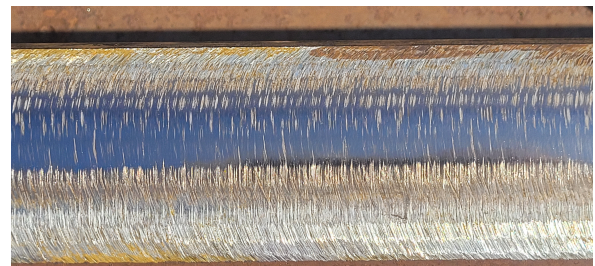
(e) Linha 01: dia 03.



(f) Linha 02: dia 03.



(g) Linha 01: dia 04.



(h) Linha 02: dia 04.



(i) Linha 01: dia 05.



(j) Linha 02: dia 05

Fonte: Autoria própria (2023).

Conforme mostrado na Figura 44, o esmerilhamento do trilho deixa rugosidades

na superfície dos trilhos, o que explica o aumento do ruído de rolagem. Com o passar dos dias, as rugosidades são diminuídas sendo mais evidente na Linha 02, o que corresponde com a diminuição de ruído mais eficaz quando comparado à Linha 01 (Figura 43).

Desta forma, embora o ruído diminua com o passar dos dias, utilizar o esmerilhamento de trilhos como estratégia para diminuição de ruído não é eficiente, visto que pode causar um aumento de até 8 dB(A) do ruído médio dos trens. Entretanto, assim como descrito por Romano e Oertli (2012), o esmerilhamento acústico é uma estratégia eficaz para a diminuição de ruído. Neste caso, teriam de ser considerados fatores como rebolos mais finos, pressão de corte menor e mais passes, sendo o último passe com velocidade alta. Embora essa técnica possa diminuir o ruído após o esmerilhamento dos trilhos, exige um maior custo, visto que os rebolos mais finos são consumidos mais rápidos, e com mais passes a circulação de trens é prejudicada.

Para verificar a relação com as rugosidades apresentadas na Figura 44 e o ruído de cada linha, foi realizada uma análise da carga transportada nas Linhas 01 e 02. A Tabela 6 apresenta o MTBT (Milhões de Toneladas Brutas Transportadas) de cada linha nos dias 02, 03 e 04, visto que esses foram os dias após o esmerilhamento dos trilhos.

Tabela 6 – MTBT nos dias 02, 03 e 04 nas Linhas 01 e 02.

Linha	Dia 02	Dia 03	Dia 04	Soma
01	0,164	0,135	0,219	0,518
02	0,191	0,319	0,243	0,753

Fonte: Autoria própria (2022).

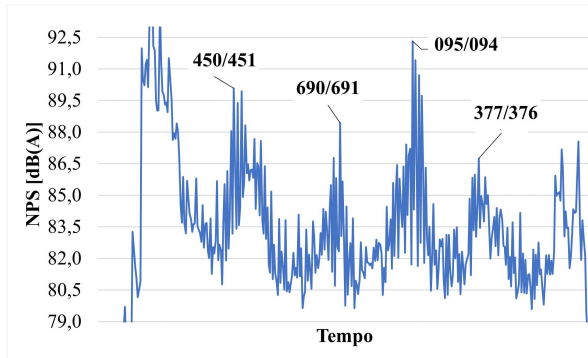
Conforme apresentado na Tabela 6, a carga bruta transportada na Linha 02 foi maior que na Linha 01, o que pode explicar as rugosidades reduzidas analisadas na Figura 44. Desta forma, além da configuração do esmerilhamento, a carga transportada também pode influenciar no caimento do ruído com o passar dos dias após o esmerilhamento.

4.4 MANUTENÇÃO DE RODAS

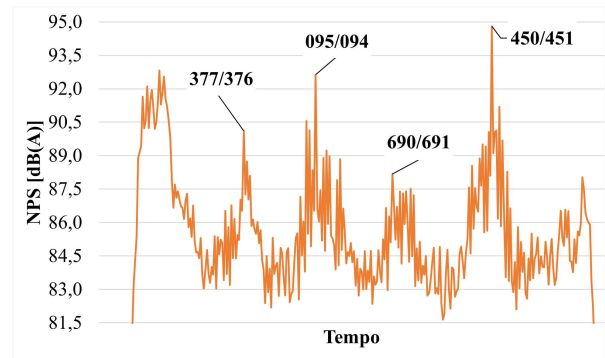
Assim como mencionado, para analisar como a manutenção de rodas ferroviárias influencia no ruído de trens, foi utilizado um trem teste com diversos defeitos nas rodas. Com as medições de ruído de cada passagem do trem em diferentes velocidades e sentidos, foi possível coletar valores de NPS no tempo conforme apresentado na Figura 45.

Figura 45 – Ruído de impacto dos pares de vagões com defeito.

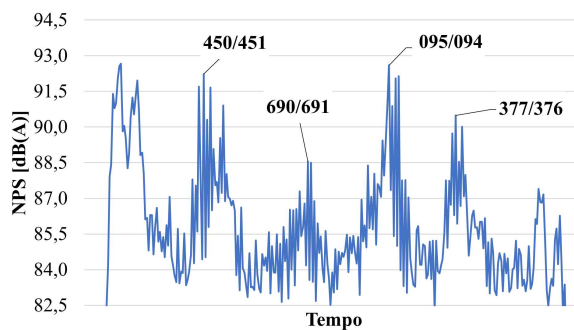
(a) NPS x Tempo: Sentido Vitória a 35 km/h.



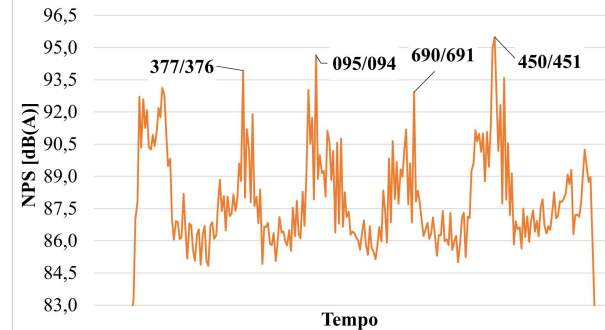
(b) NPS x Tempo: Sentido Mina a 40 km/h.



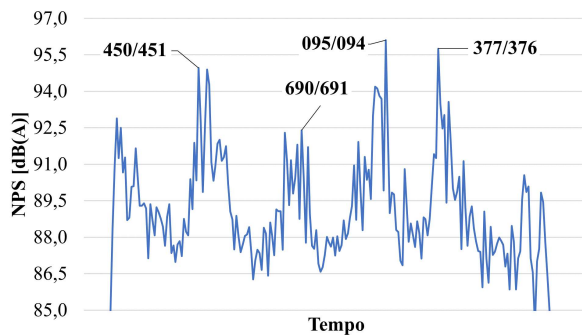
(c) NPS x Tempo: Sentido Vitória a 43 km/h.



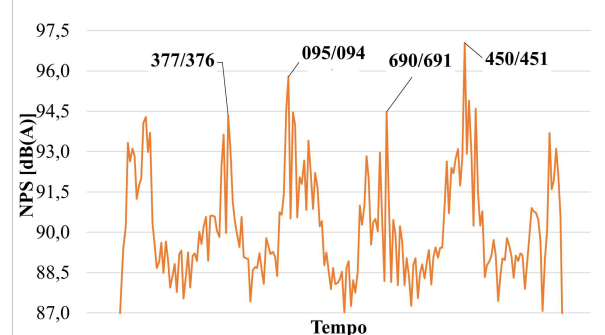
(d) NPS x Tempo: Sentido Mina a 50 km/h.



(e) NPS x Tempo: Sentido Vitória a 55 km/h.



(f) NPS x Tempo: Sentido Mina a 60 km/h.



Fonte: Autoria própria (2023).

O primeiro e o último pico de NPS identificado em todos os gráficos da Figura 45, referem-se às passagens das locomotivas. Os demais picos destacados com rótulo de dados representam o ruído de impacto do contato do defeito da roda com o trilho. Conforme mostrado, o ruído de impacto pode causar um aumento significativo de até 10 dB(A) no ruído rolagem do trem teste.

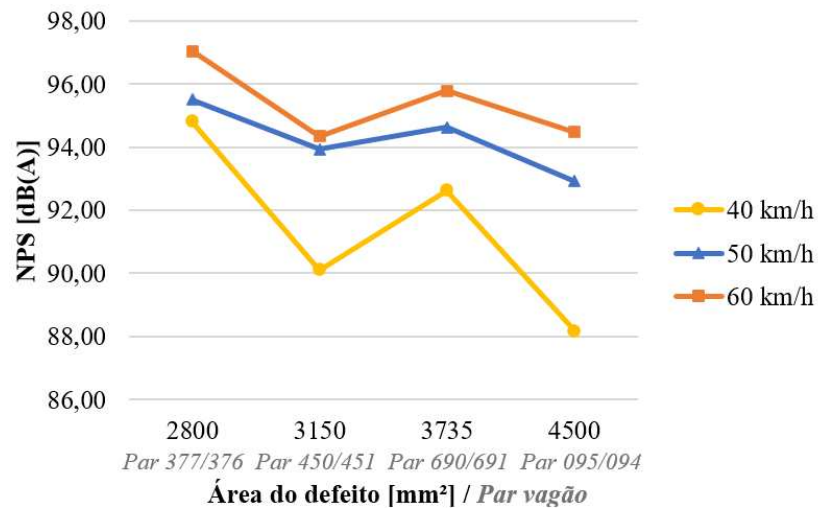
É possível observar que os valores de picos de NPS de impacto são influenciados pelo sentido do trem, o que pode estar relacionado a assimetria dos defeitos de cada roda, visto que em cada sentido o defeito irá impactar de maneira diferente. A ordem dos defeitos dos vagões em cada sentido pode ser identificada na Figura 33, por exemplo, no sentido Mina o primeiro pico de NPS refere-se ao par vagão

377/376.

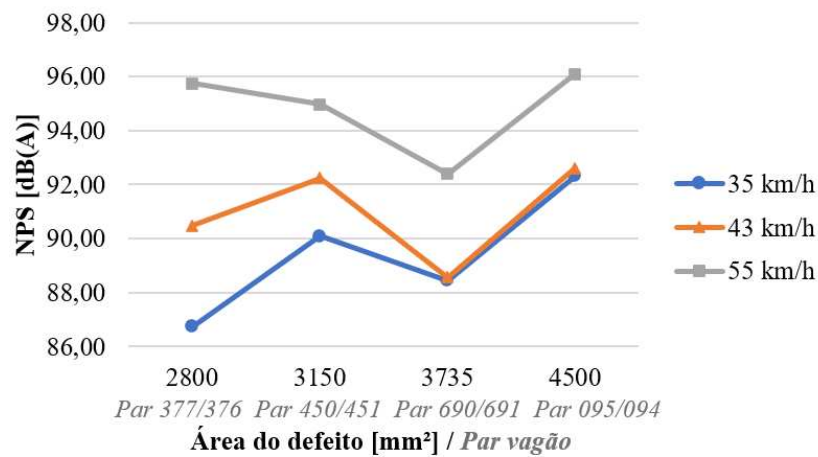
Nota-se que nas passagens do trem teste no sentido Vitória, o defeito que provocou um maior ruído é o do terceiro par vagão com defeito, ou seja, dos vagões 095 e 094. Já no sentido Mina, o último par vagão com defeito produziu o maior pico de ruído, sendo este os vagões 450 e 451. Além do sentido, observa-se que a velocidade do trem também possui influência no ruído de impacto, que aumenta com o aumento da velocidade do trem.

Conforme mostrado na Figura 45, os picos de ruído de cada defeito são tratados como par vagão, visto que não é possível destacar o pico de impacto individual de cada vagão. Desta forma, para uma análise mais detalhada da influência dos defeitos no ruído, foram utilizados os defeitos com maior área e profundidade de cada par vagão para relacionar com os picos de ruído vistos na Figura 45. Nas Figuras 46 e 47 é possível observar os gráficos de NPS de impacto por área do defeito e profundidade do defeito, respectivamente.

Figura 46 – NPS x área do maior defeito do par vagão



(a) Sentido Mina.

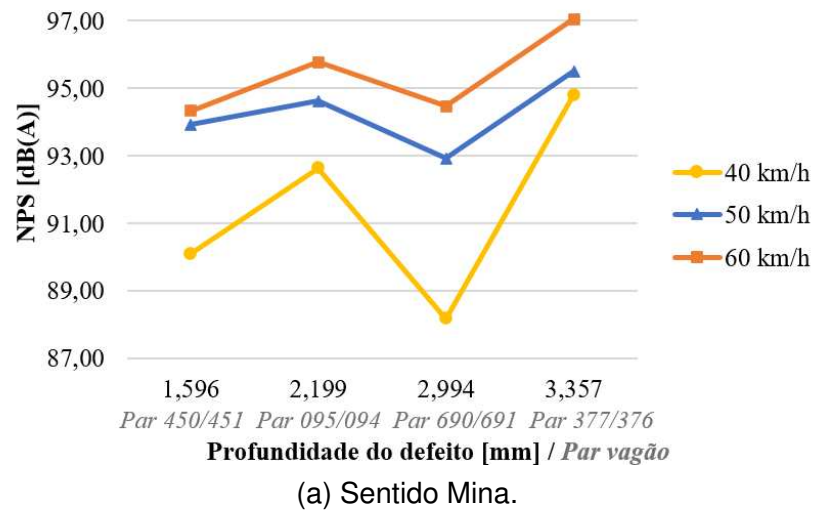


(b) Sentido Vitória.

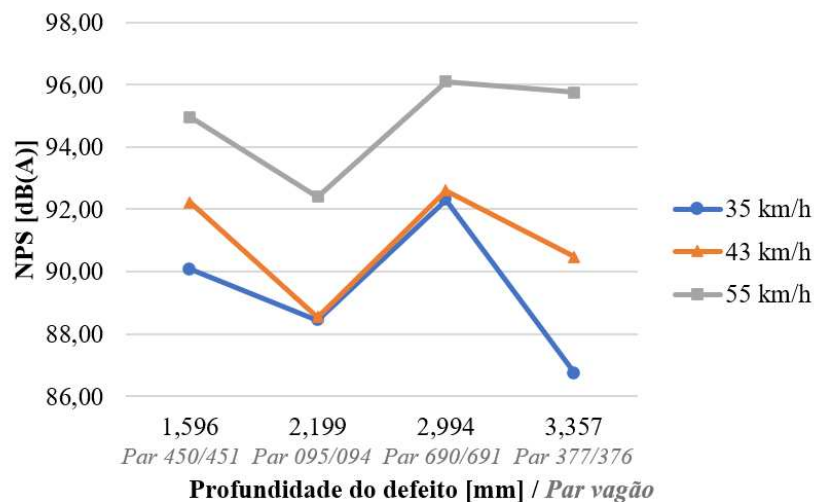
Fonte: Autoria própria (2023).

Na Figura 46 é possível observar que para cada sentido do trem teste o ruído de impacto dos defeitos tem um comportamento diferente. Nota-se que a área do defeito não possui uma relação linear com o ruído, mas o ruído dos defeitos possuem o mesmo comportamento conforme o sentido, mesmo em diferentes velocidades.

Figura 47 – NPS x profundidade do maior defeito do par vagão



(a) Sentido Mina.



(b) Sentido Vitória.

Fonte: Autoria própria (2023).

As profundidades dos defeitos também não apresentaram relação linear com o ruído, conforme mostrado na Figura 47. Além disso, assim como na análise anterior, o ruído dos defeitos possuem o mesmo comportamento conforme o sentido do trem teste, mesmo em diferentes velocidades. Por fim, destaca-se a importância da manutenção das rodas ferroviárias, pois embora a dimensão e profundidade dos defeitos não possuam relação linear com o ruído, os picos de impacto causado por estes possui um ruído significativo em todos os defeitos analisados.

4.5 MANUTENÇÃO DE JICS

Para analisar a influência da periodicidade da manutenção de JICs, primeiramente, foram analisadas as JICs com diferença de três anos de manutenção.

Para isso, foram coletados valores de NPS médio de rolagem de dois trens vazios com uma velocidade de aproximadamente 50 km/h, conforme apresentado na Tabela 7.

Tabela 7 – Comparação de NPS médio de rolamento das JICs em dB(A).

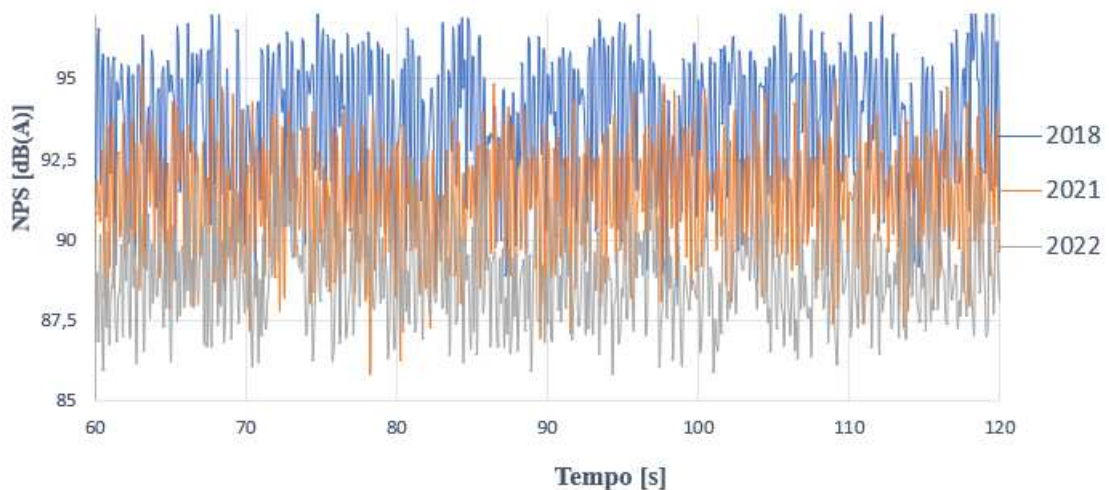
JIC 2018	JIC 2021	Diferença
94,2	91,7	2,5
93,5	90,9	2,6

Fonte: Autoria própria (2022).

Conforme apresentado na Tabela 7, os valores de ruído nas JICs com diferença de três anos da manutenção, teve uma diferença de aproximadamente 2,5 dB(A). Após essas medições, ambas as JICs foram trocadas, e assim foi possível coletar novos valores de ruído. A medição de ruído da JIC com manutenção mais recente foi de um trem com as mesmas condições dos trens analisados na Tabela 7, ou seja, trens vazios a 50 km/h.

A Figura 48 apresenta a comparação da periodicidade de manutenção das juntas de trilho no ruído de rolagem dos trens analisados. Os níveis de pressão sonora foram de 89,2, 91,7 e 94,2 dB(A) para os trens que passaram pelas juntas com manutenção em 2022, 2021 e 2018, respectivamente (Tabela 8).

Figura 48 – Comparação da periodicidade de manutenção de JICs no ruído de rolagem de trens.



Fonte: Autoria própria (2023).

Tabela 8 – NPS de rolagem dos trens que passaram pelas JICs com manutenção em 2018, 2021 e 2022.

Ano de manutenção	NPS de rolagem [dB(A)]
2022	89,2
2021	91,7
2018	94,2

Fonte: Autoria própria (2023).

Logo, comparando o melhor caso (manutenção em 2022) com o caso mais crítico (manutenção em 2018), é possível obter uma redução de até 5 dB(A) no ruído dos trens com a manutenção de juntas ferroviárias. Além disso, nota-se a influência da periodicidade de manutenção, visto que a cada ano o ruído pode aumentar em torno 2 dB(A), assim como descrito por Kurzweil (1983). Por fim, destaca-se que a manutenção de JIC está fortemente relacionada ao ruído de impacto causado pelos trens, já que o desnível e o material isolante são descontinuidades na superfície de rolagem.

5 CONCLUSÕES

O transporte ferroviário possui grande potencial na geração de ruído e se torna um problema em áreas urbanas onde as residências são próximas às ferrovias. Diversas medidas de mitigação podem ser tomadas para diminuição do ruído ferroviário, incluindo estratégias que podem ser aplicadas no caminho de propagação, no receptor, ou diretamente na fonte do ruído.

Este trabalho teve como objetivo apresentar diferentes medidas para mitigação de ruído ferroviário aplicados na EFVM. Para compreender os mecanismos de geração de ruído e identificar as estratégias de mitigação, foi realizada uma revisão da literatura sobre o tema, juntamente com um levantamento do estado da arte. O estudo teve como foco a análise de barreira acústica, atenuadores ferroviários, além de estratégias de manutenção de rodas e trilhos, como manutenção de rodas, de juntas e o esmerilhamento de trilhos. Em cada etapa deste trabalho foram realizadas medições de níveis de pressão sonora em campo de trens com vagões de minério em diferentes condições e metodologias.

Segundo a literatura, o uso de barreiras acústicas possui grande eficiência na mitigação do ruído ferroviário, entretanto esse tipo de alternativa pode ter um alto custo e impacto visual. Já os atenuadores ferroviários podem ser uma estratégia eficiente para redução de ruído, porém alguns autores destacam a dificuldade de mensurar o efeito destes dispositivos. Além disso, com a revisão bibliográfica, foi possível observar que a manutenção de rodas e trilhos podem também contribuir com a redução do ruído ferroviário. Defeitos em rodas geram impacto no contato roda/trilho causando o aumento do ruído, assim como as juntas dos trilhos, caracterizadas por serem uma descontinuidade na via. O esmerilhamento do trilho pode causar o aumento do ruído, mas com as configurações adequadas pode ser eficaz na diminuição das rugosidades, e conseqüentemente do ruído.

Para analisar a eficiência de barreiras acústicas na mitigação do ruído ferroviário, foram comparadas medições de ruído em uma região com e sem barreira. Observou-se que a barreira possui forte eficiência na redução do ruído ferroviário alcançando atenuações entre 12 e 14 dB(A) na linha mais próxima a barreira, e redução de 9 dB(A) na linha mais distante, assim como verificado na literatura. Em ambas as linhas a barreira acústica foi mais eficiente em frequências acima de 1000 Hz, não sendo significativa em frequências abaixo de 63 Hz. Além disso, nesta etapa do trabalho foi realizada uma previsão da perda de ruído por meio do cálculo proposto por Blauert e Xiang (2009), onde verificou-se que na prática a barreira acústica não atenua o ruído como o previsto nos cálculos, onde a atenuação é ainda maior.

O uso dos atenuadores ferroviários apresentou uma pequena redução de ruído em altas frequências, não sendo significativa a nível global. Além disso, em um dos casos analisados observou-se um pequeno aumento de ruído na região com atenuador. Desta forma, o uso destes dispositivos não teve influência na redução do ruído, o que pode ser explicado pela rigidez do sistema, ou durabilidade, assim como descrito por Romano e Oertli (2012).

Para analisar como a manutenção das rodas e trilhos influenciam na redução do ruído ferroviário, uma das estratégias foi analisar o impacto que rodas com defeitos causam no ruído. Com medições de ruído das passagens de um trem teste com defeitos em rodas espaçados entre vagões, foi possível observar que o pico de ruído de uma roda com defeito pode gerar um aumento de até 10 dB(A) no ruído de rolagem do trem. Além disso, foi possível observar que os valores de ruído dos defeitos analisados, não possuem relação linear com a profundidade ou área de cada defeito.

Outra estratégia de manutenção analisada, foi o esmerilhamento dos trilhos, onde foi possível observar que tanto o plano de esmerilhamento manual, quanto o plano de esmerilhamento gerado pelo veículo de inspeção de trilhos, causaram o aumento do ruído em até 8 dB(A). O ruído foi diminuindo com o passar dos dias após o esmerilhamento, o que é esperado, visto que as rugosidades vão diminuindo com a passagem dos trens de carga. O aumento do ruído com o esmerilhamento dos trilhos era esperado conforme a literatura, visto que os rebolos deixam rugosidades na superfície do trilho, o que contribui com o ruído de rolagem. Entretanto, estratégias como mais passes de esmerilhamento, velocidades mais altas e rebolos mais finos, podem contribuir com uma superfície mais lisa, e assim diminuir o ruído.

A última estratégia de manutenção ferroviária analisada, foi a influência da periodicidade da manutenção de juntas isoladas coladas no ruído ferroviário. Nesta etapa foi possível comparar o ruído gerado na passagem de um trem passando por uma JIC com manutenção em 2018 e 2021, resultando em uma redução de aproximadamente 2,5 dB(A) na junta com manutenção mais recente. Após essas medições, as JICs tiveram uma nova manutenção em 2022, possibilitando uma nova comparação nos valores de ruído, diminuindo em torno de 2 dB(A) da JIC com manutenção em 2021. Desta forma, notou-se que a manutenção das JICs possui forte influência no ruído médio da passagem dos trens, e pode ser utilizada como uma estratégia para redução de ruído.

Por fim, estudar estratégias de mitigação de ruído de trens em operação normal é uma tarefa complexa, visto que depende da circulação de trens na região, além da dificuldade de obter trens com mesmas condições, como velocidade, carga, entre outros. Desta forma, trabalhos futuros poderão contribuir para a obtenção de uma maior quantidade de dados, e assim obter uma análise mais eficiente das estratégias utilizadas para redução de ruído. Além disso, outras técnicas poderão ser analisadas,

como o uso de modificadores de atrito no topo do trilho (TOR) para ruído em curva.

REFERÊNCIAS

- ANDERSON, D.; WHEATLEY, N. Mitigation of wheel squeal and flanging noise on the Australian rail network. **Noise and vibration mitigation for rail transportation systems**, Springer, p. 399–405, 2008.
- ANDERSON, D. et al. Mitigation of curve squeal noise in Queensland, New South Wales and South Australia. In: CONFERENCE ON RAILWAY ENGINEERING. Perth, 2008.
- ASMUSSEN, B. et al. Reducing the noise emission by increasing the damping of the rail: results of a field test. In: **Noise and vibration mitigation for rail transportation systems**. München: Springer, 2008. p. 229–235.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 16425-1**: Acústica - medição e avaliação de níveis de pressão sonora provenientes de sistemas de transportes. Rio de Janeiro, 2016.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 16425-4**: Acústica - medição e avaliação de níveis de pressão sonora provenientes de sistemas de transportes - parte 4: Sistema ferroviário. Rio de Janeiro, 2020.
- BERGLUND, B. et al. Guidelines for community noise. World Health Organization, 1999.
- BISTAFA, S. R. **Acústica aplicada ao controle do ruído**. São Paulo: Blucher, 2018.
- BLAUERT, J.; XIANG, N. **Acoustics for engineers**: Troy lectures. Germany: Springer, 2009. v. 2.
- BRINA, H. L. **Estradas de ferro 2**: tração–frenagem–material rodante–circulação de trens. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, 1983.
- CANNON, D. et al. Rail defects: an overview. **Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures**, Wiley Online Library, v. 26, n. 10, p. 865–886, 2003.
- CLAUSEN, U. et al. **Reducing railway noise pollution**: Study, European Parliament. [S.l.], 2012. Disponível em: <[https://www.europarl.europa.eu/RegData/etudes/etudes/Join/2012/474533/IPOL-TRAN_ET\(2012\)474533_EN.pdf](https://www.europarl.europa.eu/RegData/etudes/etudes/Join/2012/474533/IPOL-TRAN_ET(2012)474533_EN.pdf)>. Acesso em: 11 mar. 2022.
- COENRAAD, E. **Modern railway track**. Zaltbommel: MRT-productions, 2001. v. 385.
- CORDIER, J. et al. Acoustic impact of defects on railway wheel running surfaces. In: UIC WORLD CONGRESS ON RAILWAY RESEARCH. Montreal, 2006.
- CROFT, B. E.; JONES, C. J. C.; THOMPSON, D. J. Modelling the effect of rail dampers on wheel-rail interaction forces and rail roughness growth rates. **Journal of Sound and Vibration**, University of Southampton, United Kingdom, v. 323, p. 17–32, 2009.
- CUI, K.; QIN, X. Numerical computation of wheel-rail impact noises with considering wheel flats based on the boundary element method. **Journal of Vibroengineering**, JVE International Ltd., v. 18, n. 6, p. 3930–3940, 2016.

DHANASEKAR, M. Manual for the design, installation and maintenance of insulated rail joints project leader. Brisbane, 2013.

DUMITRIU, M.; CRUCEANU, I. C. On the rolling noise reduction by using the rail damper. **Journal of Engineering Science & Technology Review**, v. 10, n. 6, 2017.

DWIGHT, R. A.; JIANG, J. Determining wheel-rail wear conditions using wheel-rail noise. **Contact Mechanics**, Australia, 2006.

EADIE, D. T.; SANTORO, M.; KALOUSEK, J. Railway noise and the effect of top of rail liquid friction modifiers: changes in sound and vibration spectral distributions in curves. **Wear**, Elsevier, v. 258, n. 7-8, p. 1148–1155, 2005.

EADIE, D. T.; SANTORO, M.; POWELL, W. Local control of noise and vibration with keltrack friction modifier and protector trackside application: an integrated solution. **Journal of sound and vibration**, Elsevier, v. 267, n. 3, p. 761–772, 2003.

FEDERAL TRANSIT ADMINISTRATION. **Transit Noise and Vibration Impact Assessment Manual**. Washington, 2018. Disponível em: <https://www.transit.dot.gov/sites/fta.dot.gov/files/docs/research-innovation/118131/transit-noise-and-vibration-impact-assessment-manual-fta-report-no-0123_0.pdf>. Acesso em: 9 jun. 2021.

FIORENTIN, T. A.; BRAZ, L. D. V.; ASAFF MENDOZA, Y. E. Squeal noise analysis in a freight railway. In: SAE INTERNATIONAL. **SAE Technical Paper Series**. São Paulo, 2021.

GAUTIER, P.-E.; POISSON, F.; LÉTOURNEAUX, F. High speed trains external noise: recent results in the tgv case. In: 19TH INTERNATIONAL CONGRESS ON ACOUSTICS. **ICA**. Madrid, 2007.

GERGES, S. N. **Ruído: fundamentos e controle**. Florianópolis: S. N. Y. Gerges, 1992.

GLOCKER, C.; CATALDI-SPINOLA, E.; LEINE, R. Curve squealing of trains: Measurement, modelling and simulation. **Journal of Sound and Vibration**, Elsevier, v. 324, n. 1-2, p. 365–386, 2009.

HANSON, D.; JIANG, J.; ANDERSON, D. Rail lubrication trial for mitigating curve squeal. In: INTER-NOISE. **World Congress on Rail Research**. Sydney, 2014.

HARMON, M.; LEWIS, R. Review of top of rail friction modifier tribology. **Tribology-Materials, Surfaces & Interfaces**, Taylor & Francis, v. 10, n. 3, p. 150–162, 2016.

HEMSWORTH, B. Rail system environmental noise prediction, assessment, and control. **Handbook of Noise and Vibration Control**, Wiley Online Library, p. 1438–1445, 2007.

HEMSWORTH, B. **Environmental Noise Directive Development of Action Plans for Railways**. Paris, 2008.

JIANG, J.; HANSON, D.; DOWDELL, B. At-source control of freight rail noise: A case study. **Acoustics Australia**, Springer, v. 43, n. 3, p. 233–243, 2015.

JOHNSON, K. L. **Contact mechanics**. [S.l.]: Cambridge university press, 1987.

KRUMMENACHER, G. et al. Wheel defect detection with machine learning. **IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems**, v. 19, n. 4, p. 1176–1187, 2017.

KUIJPERS, A. Towards silent tracks and roads: beating the roughness. In: FORUM ACOUSTICUM. Budapest, 2005. p. 1159–1164.

KURZWEIL, L. Wheel/rail noise—means for control. **Journal of Sound and Vibration**, Elsevier, v. 87, n. 2, p. 197–220, 1983.

LABORATORIES, S. R. **Noise control in industry**. 3. ed. Sudbury: Spon Press, 1991.

LAKUŠIĆ, S.; AHAC, M. Rail traffic noise and vibration mitigation measures in urban areas. **Technical Gazette**, v. 19, n. 2, p. 427–435, 2012.

LAWRENCE, B. Effect of rail grinding on rail vibration & groundborne noise: Results from controlled measurements. In: PROCEEDINGS OF ACOUSTICS. Gold Coast, 2004. p. 105–110.

LEWIS, R.; OLOFSSON, U. **Wheel-rail interface handbook**. Steenberg: Woodhead Publishing, 2009.

LICITRA, G. **Noise mapping in the EU: models and procedures**. Boca Raton: CRC Press, 2012.

LIEPERT, M. et al. The impact of rail grinding on noise levels and residents' noise responses—part i: Study design and acoustical results. In: INTER-NOISE CONGRESS. Innsbruck, 2013. p. 15–18.

LORAM. **Esmerilhamento de trilhos**. [S.l.], 2019. Disponível em: <<https://loram.com/pt-br/maintenance-of-way/rail-grinding/specialty-rail-grinding/rgs/>>. Acesso em: 22 nov. 2022.

MAGEL, E.; KALOUSEK, J. Identifying and interpreting railway wheel defects. In: **Proceedings of the International Conference on Freight Car Trucks/Bogies**. [S.l.: s.n.], 1996. p. 9–12.

MAGEL, E. et al. The blending of theory and practice in modern rail grinding. **Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures**, Wiley Online Library, v. 26, n. 10, p. 921–929, 2003.

MAGEL, E. E.; KALOUSEK, J. The application of contact mechanics to rail profile design and rail grinding. **Wear**, Elsevier, v. 253, n. 1-2, p. 308–316, 2002.

MINICUCCI, J. D. **Rodas e eixos ferroviários: conceitos básicos**. São Paulo: MLW Brasil, 2011.

MOLODOVA, M. et al. Health condition monitoring of insulated joints based on axle box acceleration measurements. **Engineering Structures**, Elsevier, v. 123, p. 225–235, 2016.

MOSER, M. **Engineering acoustics: An introduction to noise control**. 2. ed. Berlin: Springer, 2009.

- SILVA NABAIS, R. J. da. **Manual Básico de Engenharia Ferroviária**. São Paulo: Oficina de Textos, 2014.
- NELSON, J. T. **Wheel/rail noise control manual**. Washington, 1997.
- NIELSEN, J. C.; JOHANSSON, A. Out-of-round railway wheels - a literature survey. **Journal of Rail and Rapid Transit**, SAGE Publications, London, v. 214, n. 2, p. 79–91, 2000.
- OKAGATA, Y. Design technologies for railway wheels and future prospects. **Nippon Steel & Sumitomo Metal Technical Report**, v. 105, n. 105, p. 26–33, 2013.
- PORTO, T. G. **PTR 2501: ferrovia**. São Paulo, 2004. Disponível em: <http://files.labtopope.webnode.com/200000811-987fc9a724/APOSTILA_PTR_2501_FERROVIA_USP_2004.pdf>. Acesso em: 14 jun. 2020.
- REMINGTON, P. J. Wheel/rail rolling noise, part I: theoretical analysis. **The journal of the Acoustical Society of America**, v. 81, n. 6, p. 1805–1823, 1987.
- REMINGTON, P. J. et al. **Wheel/Rail Noise and Vibration: Volume 1. Mechanics of Wheel Rail Noise Generation**. [S.l.], 1975.
- ROMANO, E. S.; OERTLI, J. **Rail Dampers, Acoustic Rail Grinding, Low Height Noise Barriers: A report on the state of the art**. Bern, 2012. Disponível em: https://uic.org/IMG/pdf/2012_dampers_grinding_lowbarriers.pdf. Acesso em: 4 de abri. 2023.
- RUDD, M. Wheel/rail noise, part II: wheel squeal. **Journal of Sound and Vibration**, Elsevier, v. 46, n. 3, p. 381–394, 1976.
- SCHOECH, W. Assuring longevity of rails by keeping them in specific shape. In: **AusRAIL PLUS 2010, The Rail Plan: Where? 23-24 November 2010, Perth, WA, Australia**. [S.l.: s.n.], 2010.
- STEFFLER, F. **Via permanente aplicada: guia teórico e prático**. Rio de Janeiro: Grupo Gen-LTC, 2013.
- STOCK, R. et al. Material concepts for top of rail friction management—classification, characterisation and application. **Wear**, Elsevier, v. 366, p. 225–232, 2016.
- SUEKI, T.; KITAGAWA, T.; KAWAGUCHI, T. Evaluation of acoustic and vibratory characteristics of impact noise due to rail joints. **Quarterly Report of RTRI**, Railway Technical Research Institute, v. 58, n. 2, p. 119–125, 2017.
- THOMPSON, D. **Railway noise and vibration: mechanisms, modelling and means of control**. Amsterdam: Elsevier Science, 2009.
- THOMPSON, D.; JONES, C. A review of the modelling of wheel/rail noise generation. **Journal of sound and vibration**, Elsevier, v. 231, n. 3, p. 519–536, 2000.
- THOMPSON, D. et al. A tuned damping device for reducing noise from railway track. **Applied acoustics**, Elsevier, v. 68, n. 1, p. 43–57, 2007.

- TOURNAY, H. Rail/wheel interaction from a track and vehicle design perspective. In: **Proc. of Intern. Heavy Haul Association's Conf. on wheelrail interaction (14-17 June 1999). Moscow.** [S.l.: s.n.], 1999. p. 54–55.
- TOWARD, M. et al. Estimating the performance of rail dampers using laboratory methods and software predictions. In: SPRINGER. **Noise and Vibration Mitigation for Rail Transportation Systems: Proceedings of the 11th International Workshop on Railway Noise.** Sweden, 2015. p. 47–54.
- TULER, M. V.; KAEWUNRUEN, S. Life cycle analysis of mitigation methodologies for railway rolling noise and groundbourne vibration. **Journal of Environmental Management**, Elsevier, v. 191, p. 75–82, 2017.
- VÉR, I.; VENTRES, C.; MYLES, M. Wheel/rail noise, part III: Impact noise generation by wheel and rail discontinuities. **Journal of Sound and Vibration**, Elsevier, v. 46, n. 3, p. 395–417, 1976.
- WAGG, D. J. A review of the mechanical inerter: historical context, physical realisations and nonlinear applications. **Nonlinear Dynamics**, Springer, v. 104, n. 1, p. 13–34, 2021.
- WANG, M. et al. Experimental study on dynamic performance of typical nonballasted track systems using a full-scale test rig. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit**, SAGE Publications Sage UK: London, England, v. 231, n. 4, p. 470–481, 2017.
- WU, T.; THOMPSON, D. A hybrid model for the noise generation due to railway wheel flats. **Journal of Sound and Vibration**, v. 251, n. 1, p. 115–139, 2002.
- WU, T.; THOMPSON, D. On the impact noise generation due to a wheel passing over rail joints. **Journal of Sound and Vibration**, v. 267, n. 3, p. 485–496, 2003.
- XIAO, H. et al. Field test and numerical analysis of insulated rail joints in heavy-haul railway. **Construction and Building Materials**, Elsevier, v. 298, p. 123905, 2021.
- XIE, H. et al. A novel prediction method for rail grinding profile based on an interval segmentation approach and accurate area integral with cubic nurbs. **Advances in Mechanical Engineering**, SAGE Publications Sage UK: London, England, v. 12, n. 7, p. 1687814020938493, 2020.
- YANG, Z. et al. Numerical and experimental study of wheel-rail impact vibration and noise generated at an insulated rail joint. **International Journal of Impact Engineering**, Elsevier, v. 113, p. 29–39, 2018.
- YUEN, A. et al. Classification of impact signals from insulated rail joints using spectral analysis. In: NOISE AND VIBRATION MITIGATION FOR RAIL TRANSPORTATION SYSTEMS. [S.l.]: Springer, 2018. p. 771–780.
- ZHAI, W.; WANG, K.; LIN, J. Modelling and experiment of railway ballast vibrations. **Journal of sound and vibration**, Elsevier, v. 270, n. 4-5, p. 673–683, 2004.