

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA CIVIL (ESTRUTURAS)

DANILO PEREIRA DOS SANTOS

**ESTUDO DAS FORÇAS DINÂMICAS E ATENUAÇÕES DE UM SISTEMA
METROVIÁRIO SOBRE LAJES FLUTUANTES**

SÃO CARLOS

2020

DANILO PEREIRA DOS SANTOS

**ESTUDO DAS FORÇAS DINÂMICAS E ATENUAÇÕES DE UM SISTEMA
METROVIÁRIO SOBRE LAJES FLUTUANTES**

VERSÃO CORRIGIDA

(A versão original encontra-se na Escola de Engenharia de São Carlos)

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil (Engenharia de Estruturas) da Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo para obtenção do título de Mestre em Ciências.

Área de Concentração: Estruturas

Orientador: Prof. Associado Ricardo Carrazedo.

SÃO CARLOS

2020

AUTORIZO A REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO, POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Prof. Dr. Sérgio Rodrigues Fontes da EESC/USP com os dados inseridos pelo autor.

S194e	<p>Santos, Danilo Pereira</p> <p>Estudo das forças dinâmicas e atenuações de um sistema metroviário sobre lajes flutuantes / Danilo Pereira Santos; orientador Ricardo Carrazedo. São Carlos, 2020.</p> <p>Dissertação (Mestrado) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil (Engenharia de Estruturas) e Área de Concentração em Estruturas -- Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, 2020.</p> <p>1. Sistemas metroviários. 2. Lajes flutuantes. 3. Análise dinâmica. 4. Simulação numérica. I. Título.</p>
-------	--

Eduardo Graziosi Silva - CRB - 8/8907

FOLHA DE JULGAMENTO

Candidato: Engenheiro **DANILO PEREIRA DOS SANTOS.**

Título da dissertação: "Estudo das forças dinâmicas e atenuações de um sistema metroviário sobre lajes flutuantes "

Data da defesa: 28/02/2020

Comissão Julgadora

Resultado

Prof. Associado **Ricardo Carrazedo**

(Orientador)

(Escola de Engenharia de São Carlos – EESC/USP)

APROVADO

Prof. Dr. **Cláudius de Sousa Barbosa**

(Escola Politécnica/EP-USP)

APROVADO

Prof. Dr. **Gustavo Henrique Siqueira**

(Universidade Estadual de Campinas/UNICAMP)

APROVADO

Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil
(Engenharia de Estruturas):

Prof. Associado **Vladimir Guilherme Haach**

Presidente da Comissão de Pós-Graduação:

Prof. Titular **Murilo Araujo Romero**

AGRADECIMENTOS

Ainda criança aprendi de um grande mestre que *aquele que tem Deus e tudo o mais, não possui mais do que aquele que só tem Deus*. Portanto, ao usar este espaço de agradecimento em gratidão a cada um dos que participaram desta trajetória eu me volto de forma recursiva a Deus pela vida de cada um deles e por me ter dado a oportunidade de conhecê-los.

Inicialmente agradeço aos meus pais, em especial à minha mãe, Julia, que com muita sabedoria me instruiu em todos os aspectos da vida, dando-me esta oportunidade.

Louvo também os meus queridos amigos de mestrado, verdadeiros companheiros e corresponsáveis por toda a dedicação investida nos últimos dois anos, porque é preciso ser bom, mas ninguém é bom sozinho. Então a palavra para vocês, meus amigos, é que estão no meu coração e eu peço a Deus pelo sucesso de todos vocês.

Agradeço também ao professor orientador, Prof. Dr. Ricardo Carrazedo, pela paciência e parceria no desenvolvimento da pesquisa. E estendo os agradecimentos a todos os funcionários vinculados ao Departamento de Engenharia de Estruturas, Geotecnia e em especial aos técnicos da Oficina Mecânica da EESC/USP.

*Voltei-me, e vi debaixo do Sol que não é dos
ligeiros a carreira, nem dos fortes a batalha,
nem tampouco dos sábios o pão, nem
tampouco dos prudentes as riquezas, nem
tampouco dos entendidos o favor, mas que o
tempo e a oportunidade ocorrem a todos.
(Eclesiastes 9:11)*

RESUMO

SANTOS, D. P. **Estudo das forças dinâmicas e atenuações de um sistema metroviário sobre lajes flutuantes**. 2020. 155 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil (Estruturas)) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2020.

As primeiras investigações da resposta dinâmica de sistemas ferroviários datam de 1849, em um contexto de pós-revolução industrial, quando as velocidades mais expressivas dos carregamentos necessitavam ser estudadas. Desde então, variadas soluções analíticas e numéricas procuram descrever a interação entre o veículo e a estrutura. Para atingir tal objetivo, diversas simplificações foram adotadas, desde os primeiros modelos de um grau de liberdade até as análises mais recentes, baseadas em modelos numéricos sofisticados, subsidiados por campanhas experimentais. Acrescenta-se que, além dos desafios na representação do problema mecânico, ainda há a necessidade de investigação dos níveis globais de vibração no intuito de assegurar o isolamento às edificações lindeiras. Tal problema tem particular importância aos sistemas metroviários, sobretudo pela sua proximidade às regiões de alta densidade populacional. Diante disso, esta pesquisa se ocupa da avaliação das forças dinâmicas geradas em uma metróvia subterrânea, bem como da eficiência dos sistemas de atenuação comumente adotados, com especial destaque às soluções em lajes flutuantes. Para isto, diferentes simulações numéricas foram estudadas com o propósito de investigar desde a interação roda/trilho até a propagação do ruído à superfície. Assim, foram propostos dois modelos bidimensionais, o primeiro, longitudinal, responsável por contabilizar as forças dinâmicas geradas pelas cargas móveis, bem como as características do contato roda/trilho, e o segundo, transversal, encarregado de descrever a propagação das ondas geradas na via através do solo. A partir desta abordagem foi possível, após validação dos modelos numéricos junto a dados experimentais, estudar diferentes parâmetros associados à geração da vibração e à sua propagação. Tais parâmetros conduzem à caracterização de padrões e critérios úteis tanto à predição das forças dinâmicas, quanto à adoção de soluções em atenuação.

Palavras-chave: Sistemas metroviários. Lajes flutuantes. Análise dinâmica. Simulação numérica.

ABSTRACT

SANTOS, D. P. **Study of the dynamic forces and attenuations of a floating slab subway system**. 2020. 155 p. Dissertation (M. Sc. in Civil Engineering (Structures)) – School of Engineering of São Carlos, University of São Paulo, São Carlos, 2020.

Research on the dynamic response of subway systems began in 1949, in a post industrial revolution context, since the high loading speeds needed to be studied. Therefore, various analytical and numerical solutions have described the interaction between vehicle and structure. To achieve this target, several simplifications have been adopted, from 1 DOF (degree of freedom) models to the latest methods based on sophisticated numerical solutions. In addition to solving the mechanical problem it is also important to study the vibration levels generated. This problem is especially important for subway systems as they are located in populated regions. Because of that this research deals with the evaluation of the dynamic forces generated in a subway system, and also the efficiency of commonly adopted attenuation systems, with particular emphasis on float slab track solutions. Therefore, numerical simulations were studied with the purpose of investigating the wheel/rail interaction and the ground-born vibration. Thus, two 2D models were proposed. The first one responsible for accounting the dynamic forces generated by moving loads and the wheel/rail contact characteristics. The second model was responsible for assessing the vibrations propagated in the soil. From this approach it was possible, after validation of numerical models with experimental data, studied different parameters associated with vibration generation and its propagation. Such studies lead to the characterization of patterns and criteria useful for the prediction of dynamic forces and the adoption of solutions.

Keywords: Subway systems. Float slab track. Dynamic analyzes. Numerical models.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	19
1.1	JUSTIFICATIVA.....	19
1.2	CONTEXTUALIZAÇÃO HISTÓRICA	20
1.3	OBJETIVOS.....	24
1.4	ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO.....	24
2	SISTEMAS EM LAJES FLUTUANTES.....	26
2.1	COMPONENTES DA VIA	27
2.2	MODELO VEÍCULAR.....	32
2.3	TRATAMENTO DAS IRREGULARIDADES.....	35
3	PESQUISAS E DESENVOLVIMENTOS RECENTES.....	39
3.1	APLICAÇÃO DE MATERIAIS INTELIGENTES AO CONTROLE DE VIBRAÇÕES EM LAJES FLUTUANTES	39
3.2	MODELOS NUMÉRICOS PARA PREDIÇÃO DA GERAÇÃO E TRANSMISSÃO DE VIBRAÇÕES EM FST	41
3.3	IMPACTO DAS IRREGULARIDADES NO NÍVEL DE VIBRAÇÃO DE METROVIAS SUBTERRÂNEAS	44
3.4	PARÂMETROS ASSOCIADOS À VIBRAÇÃO DE SISTEMAS EM FST	47
3.5	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA: VIBRAÇÃO EM TRILHOS, SOLO E EDIFICAÇÕES LINDEIRAS	48
4	VIBRAÇÕES PROPAGADAS EM LINHAS FÉRREAS.....	53
4.1	ONDAS PROPAGADAS EM UM MEIO ELÁSTICO E CONTÍNUO	53
4.2	MEDIÇÕES DE CAMPO E TRATAMENTO DE SINAIS.....	58
4.3	REVISÃO DE MODELOS DE PREDIÇÃO EMPÍRICA	68
4.3.1	MODELOS CLÁSSICOS	69
4.3.2	ABORDAGENS DA FEDERAL TRANSPORTATION ASSOCIATION.....	71
4.4	ISOLAMENTO DE VIBRAÇÕES EM LINHAS FÉRRAS	83
5	CONCEITOS ASSOCIADOS À SIMULAÇÃO NUMÉRICA.....	87
5.1	APLICAÇÃO DO FEM A UM MEIO SEMI-INFINITO 2D	89
5.2	MALHA DE ELEMENTOS FINITOS APROPRIADA	93

5.3	INTEGRAÇÃO NUMÉRICA DE UM PROBLEMA DINÂMICO	95
5.3.1	INTEGRAÇÃO EXPLÍCITA: DIFERENÇA FINITA CENTRAL	95
5.3.2	INTEGRAÇÃO IMPLÍCITA: MÉTODO DE NEWMARK.....	97
5.4	CONSIDERAÇÕES RELACIONADAS AO SOFTWARE ABAQUS®	99
5.4.1	MÉTODO DE INTEGRAÇÃO ADOTADO	100
5.4.2	PASSO DE TEMPO ESTÁVEL À ANÁLISE DINÂMICA EXPLÍCITA	101
5.4.3	ESCALONAMENTO DE MASSA	103
5.4.4	ADOÇÃO DE ELEMENTOS INFINITOS	104
6	CAMPANHA EXPERIMENTAL	107
6.1	CARACTERÍSTICAS DO CAMPO EXPERIMENTAL	107
6.2	CARACTERÍSTICAS E REALIZAÇÃO DO ENSAIO	109
6.3	RESULTADOS OBTIDOS	111
7	APLICAÇÕES NUMÉRICAS.....	114
7.1	TRATAMENTO DE SINAL.....	114
7.1.1	TRANSFORMADA RÁPIDA DE FOURIER (FFT).....	114
7.1.2	FILTRAGEM EM BANDAS DE 1/3 DE OITAVA	116
7.2	VIBRAÇÃO GERADAS PELO CONTATO RODA TRILHO	118
7.2.1	MODELO BIDIMENSIONAL DE 180 METROS	119
7.3	IMPACTO DA RUGOSIDADE NA RESPOSTA DINÂMICA	129
7.3.1	IMPLEMENTAÇÃO DA RUGOSIDADE NO TRILHO.....	129
7.3.2	IRREGULARIDADES ISOLADAS: ERROS ALTIMÉTRICOS.....	134
7.4	PROPAGAÇÃO DE ONDAS EM UM CONTÍNUO ELÁSTICO LINEAR.....	136
7.4.1	VALIDAÇÃO DO MODELO NUMÉRICO.....	136
7.4.2	ESTIMATIVA DO ERRO À APROXIMAÇÃO BIDIMENSIONAL.....	139
7.4.3	COMPARAÇÃO COM SOLUÇÃO CLÁSSICA DE UNGAR E BENDER (1975)	
	142	
7.4.4	VARIAÇÃO DE PARÂMETROS PARA O MEIO CONTÍNUO.....	143
8	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	149
8.1	DISCUSSÕES FINAIS	149
8.2	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	151

9	REFERÊNCIAS	153
10	APÊNDICE A	161

1

INTRODUÇÃO

1.1 JUSTIFICATIVA

A formação do engenheiro civil, conforme diagnóstico de Brasil e Silva (2015), de um modo geral se dá sob uma abordagem estática dos fenômenos mecânicos, tal concepção, portanto, se estende à prática da Engenharia estando materializada nos códigos normativos, que comumente reduzem fenômenos com notada variação ao longo tempo a coeficientes amplificadores aplicados às solicitações estáticas.

Diante disso, revisitar tais problemas, avaliando-os em um maior número de variáveis é necessário a fim de que as prescrições normativas sejam constantemente substanciadas com estudos que validem, melhorem ou questionem suas prescrições.

No tocante aos modais ferroviários tal necessidade possui importância particular, pois, conforme explicitado por Yang e Hung (2009), ainda que as vibrações oriundas deste sistema de transporte não causem danos estruturais às edificações lindeiras, estas podem estar relacionadas ao mal funcionamento de equipamentos e possuem um impacto significativo no conforto humano uma vez que sistemas metroviários e veículos leves sobre trilhos (VLTs), por exemplo, tem como característica precípua a proximidade com zonas densamente habitadas.

Acrescenta-se que, no ano de 2013 a construção civil brasileira teve um marco histórico com a publicação da ABNT NBR 15575 (2013), que versa sobre os requisitos mínimos que devem ser aplicados às edificações e, dentro deste conjunto de requisitos, está incluído o

desempenho acústico. Tal fato é de grande importância para o assunto em tela em função dos ruídos secundários provocados pelos sistemas metroviários.

Desta forma, além do interesse técnico à investigação das forças e atenuações em um sistema metroviário existe um grande empenho científico em função da dificuldade na modelagem numérica do fenômeno com vistas à sua predição.

1.2 CONTEXTUALIZAÇÃO HISTÓRICA

Os primeiros estudos que investigaram o comportamento dinâmico nos sistemas de transporte estiveram voltados ao tratamento das pontes ferroviárias. Estas pesquisas surgiram em um contexto de pós-revolução industrial, na medida em que as velocidades e carregamentos mais expressivos necessitavam de ser estudados. Assim, em 1849 o *Report of the Commissioners appointed to inquire into the application of iron to railway structures*, assinado por Wrottesley, Robert Willis, Henry James, George Rennie, W. Cubitt e Eaton Hodgkinson, resumia este problema sob duas questões:

- 1) O elemento estrutural metálico sofre rearranjos em suas partículas quando submetido a vibrações prolongadas e carregamentos de impacto sucessivos, culminando em seu enfraquecimento?
- 2) Quais os efeitos mecânicos produzidos pela percussão e passagem de corpos pesados na deflexão e fratura das barras e vigas produzidas para resistir a estas solicitações?

Tais questionamentos continuam a fomentar modelos que buscam com maior ou menor fiabilidade a representação de um meio contínuo submetido a solicitações dinâmicas. Historicamente tais modelos procuravam a simplificação do sistema estrutural com poucos graus de liberdade. Conforme registrado por Moroz (2009), na primeira metade da década de 30, Sir Charles Inglis, então professor de Mecânica Aplicada na Universidade de Cambridge, admitiu como solução para uma ponte ferroviária o primeiro modo de vibração de uma viga biapoiada, reduzindo o problema a 1 grau de liberdade (1GL).

Ainda na década de 1970, após o advento dos microcomputadores e a automatização dos cálculos produzidos pelo Método os Elementos Finitos, Bruch (1973) estudou o comportamento dinâmico de placas delgadas solicitadas por cargas móveis concentradas e uniformemente distribuídas.

Outro importante avanço se deu na década de 80, quando já era reconhecida a importância dos efeitos produzidos pelas irregularidades do pavimento dos tabuleiros

rodoviários. Neste contexto, as análises passaram a considerar o caráter probabilístico destas ações em contraste ao determinismo predominante nos trabalhos anteriores (AMORIM, 2007).

Neste novo contexto é possível incluir o trabalho produzido por Inbanathan e Wieland (1987), voltado para as superestruturas de pontes, no qual foi considerado o efeito da aleatoriedade de uma força dinâmica variável gerada pelo veículo que se move sobre um pavimento áspero. Concluiu-se, à época, que os fatores de impacto necessários ao cálculo da deflexão, momentos e cisalhamento eram maiores que os até então prescritos nos códigos normativos, em especial quando o veículo se movia em alta velocidade.

Apontando neste mesmo sentido estão as conclusões publicadas por Nowak (1994) para as quais as cargas dinâmicas não variam apenas em função dos vãos, mas também das características dinâmicas do veículo e da rugosidade na via. De modo que, a partir destas análises, foi proposto às prescrições da *Ontario Highway Bridge Design Code* (OHBDC) um aumento nas cargas nominais de projeto para vãos mais curtos.

A interação veículo-pavimento também foi estudada por Moroz (2009) a partir de uma aproximação por meio de um processo iterativo que partindo de um pavimento inicialmente indeslocável reconstruiu-se o campo de deslocamentos para um pavimento deslocável. Tal pesquisa foi realizada no contexto das pontes rodoviárias, sobre as quais também se avaliou o efeito de diferentes perfis de rugosidade sob cada linha de pneus.

Avaliação semelhante àquela apresentada por Moroz (2009) foi realizada por Schmidt (2017) dentro do contexto da análise dinâmica de pontes curvas, sua modelagem foi aplicada ao ramo 900 do complexo Anhaguera para o qual se avaliou os coeficientes de amplificação dinâmica resultantes da análise.

Tais avanços correspondem a um panorama da modelagem de cargas móveis sob modais ferroviários e rodoviários. Em paralelo a estes avanços foram propostos novos sistemas estruturais que fornecessem soluções com melhor comportamento dinâmico, nesta perspectiva surgiram as soluções em lajes flutuantes (FST - *Floating Slab Track*), cujas primeiras construções, de acordo com Grootenhuis (1977), foram realizadas na cidade de Londres, em 1965 e em São Francisco e Toronto, segundo o manual técnico da *Federal Transit Administration* (2006). Na cidade de Londres tal implementação foi motivada pela proximidade entre o sistema metroviário e blocos de apartamentos, salas de concerto, bibliotecas e teatros.

As primeiras análises do sistema em lajes flutuantes também lançaram mão da técnica de fundação sob base elástica (*Winkler foundation*). Frýba, em 1995, ao discorrer sobre a história das fundações sob base elástica destaca que a sua primeira formulação foi proposta pelo Prof. Dr. Emil Oscar Winkler em 1867. A aplicação desta solução ao problema dos trilhos e

dormentes, notadamente discretos, teve sua eficácia provada por Timoshenko, em 1915. Desde então, incrementos à *Winkler foundation* têm sido feitos, a exemplo da distribuição estocástica das rigidezes da base elástica e da atribuição de comportamento não-linear às molas.

Foi também por Timoshenko (1926) que o estudo de uma viga sob base elástica sujeita a cargas móveis foi depreendido, entretanto para um sistema não amortecido e considerando o regime estacionário. Estudo similar, com o incremento de amortecimento viscoso à viga, foi realizado por Kenny (1954).

Um avanço que significou uma aproximação entre as técnicas de modelagem e o sistema de lajes flutuantes foi a adoção do sistema formado por duas vigas separadas por base elástica (*double-beam system*). Kessel (1966) estudou este sistema ocupando-se da investigação das frequências naturais e regimes ressonantes deste sistema quando carregado por uma carga móvel oscilante. E, em 2000, Vu et al. apresentaram a solução fechada para o sistema dotado de molas e pistões entre as vigas, sob carregamento arbitrário.

A partir de um modelo composto por vigas apoiadas sob sistemas mola/amortecedor, Cui e Chew (2000) analisaram o comportamento dinâmico de lajes flutuantes e lajes fixas, utilizando-se de dados reais referentes ao metrô de Singapura (*SMRT – Singapore Mass Rapid Transit*), e atestaram a superioridade da atenuação proporcionada pelo sistema em lajes flutuantes quando comparada ao sistema de lajes fixas tanto para cargas harmônicas estacionárias, quanto para cargas harmônicas móveis.

Conceito similar foi aplicado por Hussein e Hunt (2006), que desenvolveram uma aplicação do *double-beam* ao sistema de lajes flutuantes, na qual a primeira viga representou os trilhos, enquanto a segunda descrevia a laje, estando as vigas separadas por um sistema de molas e pistões representativos dos apoios resilientes da FST. A partir deste modelo os autores calcularam, para uma carga móvel e oscilante, os deslocamentos da via, as frequências de ressonância e a velocidade crítica do carregamento. Salienta-se que neste estudo foi adotada uma fundação rígida para o sistema, e não foram avaliadas eventuais rugosidades, irregularidades e variação das propriedades mecânicas ao longo da via.

Um avanço foi realizado por Carvalho (2015) em relação ao modelo de Hussein e Hunt (2006) na medida em que foi considerada uma terceira camada, representativa do solo, em substituição à fundação rígida do trabalho anterior. Além disso, o modelo numérico simulado por Carvalho (2015) considerou a presença da rugosidade a partir da adoção das molas de Hertz. Entretanto, a solicitação imposta ao sistema correspondeu à aplicação de cargas pontuais, cuja

amplitude variava de acordo com um somatório de funções harmônicas representativo da passagem do veículo.

Xu et al. (2016) aliaram modelos bi e tridimensionais para a simulação da via férrea e do solo circundante. Neste trabalho foram comparadas as soluções em laje flutuante e laje com fixação direta frente a diferentes tipos de irregularidade presentes no trilho. Os resultados indicaram que a presença destas irregularidades tem grande efeito sobre a vibração medida. Concluiu-se também que para as vias com fixação direta as irregularidades com comprimento de onda curtos são as que mais impactam na resposta dinâmica, enquanto para as soluções em lajes flutuantes as irregularidades com comprimento de onda médio são as mais significativas.

Modelos com uma descrição mais acurada do solo também foram implementados numericamente, a exemplo do trabalho de Zhou et al. (2017) que propôs um modelo transversal para a propagação das ondas geradas por um sistema metroviário sobre lajes flutuantes em um meio-espaço poroelástico em representação do solo. E, puderam constatar que os deslocamentos obtidos por meio de um solo monofásico são superiores àqueles determinados em um solo poroso, e, indo no mesmo sentido, verificou-se que o aumento da permeabilidade do solo faz com que o deslocamento medido na superfície livre diminua.

Não obstante os poderosos modelos numéricos depreendidos, soluções analíticas ainda são estudadas no contexto da análise das lajes flutuantes. Neste sentido, em um trabalho cuja laje flutuante foi aproximada pelo modelo de *double-beam* assentada sob base rígida, Huang et al. (2018) obtiveram as respostas dinâmicas a partir de uma combinação entre os métodos de Kunger-Kutta e da superposição modal. Os autores descobriram, através de um estudo de variação de parâmetros, que os esforços desenvolvidos no apoio da laje flutuante diminuem na medida em que o comprimento da laje aumenta, até um limite de estabilização de 30 m. Por fim, concluiu-se que aumentar o comprimento e a rigidez à flexão da laje ou aumentar a rigidez dos apoios dos trilhos e diminuir moderadamente a rigidez dos apoios da lajes se constituem como soluções úteis à atenuação de vibração do sistema, enquanto que o aumento da massa das lajes se mostrou uma solução contraproducente ao isolamento da vibração.

1.3 OBJETIVOS

O principal objetivo deste trabalho é determinar modelos numéricos capazes de representar a geração da vibração em linhas metroviárias, bem como a sua propagação à superfície.

Portanto, a partir deste objetivo geral é possível delimitar dois objetivos específicos e os seus respectivos desdobramentos:

1. Geração das forças dinâmicas

- (i) Criar um modelo contínuo bidimensional capaz de reproduzir o comportamento dinâmico medido experimentalmente em uma via subterrânea.
- (ii) Avaliar a adoção de lajes flutuantes no nível global de vibração da via e investigar o impacto na variação dos parâmetros de massa e rigidez neste sistema.
- (iii) Implementar as irregularidades na via, tanto na forma de rugosidades aleatórias quanto como defeitos altimétricos, no intuito de verificar o impacto destes no nível de vibração gerado.

2. Propagação da vibração ao longo do solo

- (i) Estimar, para a geometria em estudo, o erro associado à aproximação do contínuo tridimensional do solo por uma única seção bidimensional.
- (ii) Criar um modelo numérico contínuo bidimensional do solo, validado experimentalmente por meio de campanha experimental realizada neste trabalho, para o estudo da propagação de vibrações.

1.4 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

Para a organização do conhecimento que conduziu à concretização dos objetivos acima estipulados, esta dissertação foi estruturada da seguinte forma:

Capítulo 1: Introdução. Na qual é demonstrada a significância do tema em estudo, bem como é apresentada uma narrativa histórica dos estudos que conduziram ao atual desenvolvimento desta pesquisa.

Capítulo 2: Sistema em lajes flutuantes. Nesta seção serão descritas as principais características de um sistema FST (*floating slab track*), bem como as técnicas de modelagem para a representação veicular e as estratégias para consideração das irregularidades no contato roda/trilho.

Capítulo 3: Pesquisas e desenvolvimentos recentes. Neste capítulo foram resumidos alguns dos resultados mais recentes na área, ao passo que são introduzidos conceitos físicos que substanciaram tais desenvolvimentos.

Capítulo 4: Vibrações propagadas em linhas férreas. Neste item inicialmente são expostos os fundamentos mecânicos da propagação de ondas em meios contínuos para que na sequência sejam expostas considerações de cunho prático no tocante à medição e controle das vibrações propagadas.

Capítulo 5: Conceitos associados à simulação numérica. Aqui será apresentada a formulação geral do problema dinâmico para a solução em elementos finitos, bem como serão discutidos aspectos particulares das ferramentas disponíveis no software Abaqus®.

Capítulo 6: Campo experimental. Neste capítulo será brevemente descrita a campanha experimental realizada para a aquisição do decaimento de vibração no solo estudado, bem como serão apresentados os resultados colhidos.

Capítulo 7: Aplicações. Nas quais serão investigados o fenômeno da geração de vibrações no contato roda/trilho, bem como a atenuação destas ao longo do solo ao passo que também será destacado o algoritmo de filtragem em bandas de 1/3 de oitava, tratamento recorrente aos sinais medidos em sistemas metroviários.

Capítulo 8: Conclusões e sugestões para trabalhos futuros. Neste último capítulo foram retomados e discutidos os resultados obtidos nas aplicações numéricas ao passo que foram sugeridos tópicos para trabalhos futuros.

2

SISTEMAS EM LAJES FLUTUANTES

Existem diferentes soluções para a base de linhas férreas. De um modo geral, estas podem ser divididas em vias sobre lastro (*ballasted track*) ou sobre lajes (*slab track*). Enquanto as primeiras são compostas por um conjunto de sub-lastro, lastro, dormente e trilhos, esta última tem todo este sistema de apoio substituído por lajes em concreto. Conforme descrito por Esveld (2001) a vantagem desta solução está especialmente na sua menor altura e peso, e na menor frequência de manutenções, de modo que já há estudos que indicam um bom nível de competitividade no custo dessa solução.

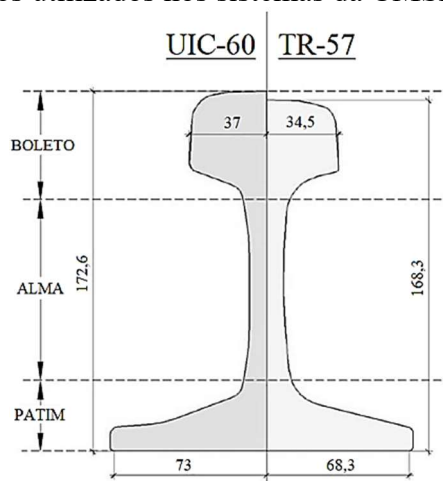
As vias férreas sobre lajes possuem também uma variedade de condições de suporte. No tocante às soluções destinadas aos sistemas metroviários, além da fixação direta entre a laje e uma laje de regularização no invert do túnel, também há os apoios resilientes, que vão desde as mantas ou almofadas elastoméricas, passando pelas molas helicoidais e chegando até às aplicações mais recentes de materiais inteligentes, a todas estas configurações dá-se o nome de lajes flutuantes (WEI et al., 2019).

Nas seções seguintes serão expostas algumas das características no sistema em lajes, com foco aos sistemas de lajes flutuantes. Também serão abordadas as características de um modelo veicular multicorpo e, por fim, o tratamento dado às irregularidades, um importante parâmetro nas interações roda/trilho.

2.1 COMPONENTES DA VIA

De modo geral, independente do sistema de apoio adotado para as lajes, alguns componentes são comuns a todos os sistemas, e o primeiro deles são os trilhos. Conforme registro realizado por Carvalho (2015), os trilhos utilizados pela Companhia do Metropolitano de São Paulo (CMSP) são os perfis TR-57 e UIC 60, reproduzidos em escala comparativa na Figura 2.1, enquanto suas propriedades geométricas são descritas na Tabela 2.1, na qual y_s é a distância do centroide da seção até a sua base. O aço empregado é o ASTM-A36, de modo que as suas propriedades mecânicas podem ser consultadas na ABNT NBR 8800 (2008) ou na Tabela 2.2 aqui reproduzida.

Figura 2.1 – Trilhos utilizados nos sistemas da CMSP (unidades em cm).



Fonte: Carvalho (2015)

Tabela 2.1 – Propriedades geométricas dos trilhos utilizados nos sistemas da CMSP.

	UIC-60	TR-57
Área (cm ²)	76,86	72,50
I_x (cm ⁴)	3055	2735
I_y (cm ⁴)	512,9	511,0
y_s (cm)	9,105	9,260

Fonte: adaptado de Carvalho (2015).

Tabela 2.2 – Propriedades mecânicas do aço empregado nos trilhos da CMSP.

Propriedade	
Módulo de Elasticidade (MPa)	200.000
Coefficiente de Poisson	0,30
Massa específica (kg/m³)	7850
f_y (MPa)	510
f_u (MPa)	982

Fonte: adaptado da ABNT NBR 8800 (2008)

Não são previstas juntas de dilatação para os trilhos, provavelmente em função da pequena variação de temperatura a qual os trilhos de estações subterrâneas estão submetidos. Assim, os trilhos são fornecidos em barras de 18 m, soldadas em estaleiro para constituírem barras de 108 m. Estas barras, após serem instaladas, também são unidas por soldas de modo a eliminar qualquer descontinuidade.

Outro item comum aos diversos sistemas é o conjunto de fixadores. Os fixadores são responsáveis por fixar o trilho à laje, de modo que possuem como função precípua a transferência das solicitações geradas pela interação roda/trilho ao restante da estrutura, também contribuindo, tanto quanto possível, na atenuação do sistema na medida em que possuem um material resiliente instalado entre o trilho e a laje, a Figura 2.2 traz a representação do fixador SFC (*Simple Fast Clip*). A Tabela 2.3 traz as rigidezes verticais associadas aos fixadores comumente empregados nos sistemas do Metrô de São Paulo. Salienta-se que o espaçamento adotado entre os fixadores, nos trechos estudados, é de 0,75 m.

Tabela 2.3 – Rigidezes verticais dos fixadores comumente empregados nas vias da CMSP.

	Rigidez Estática	Rigidez Dinâmica
	(kN/mm)	(kN/mm)
VIPA-SP	19,57	19,48
SFC (<i>Simple Fast Clip</i>)	53,04	84,27
Landis	53	318

Fonte: adaptado de Carvalho (2015).

(2.1), conforme registrado por Carvalho (2015). A *LTE* relaciona o deslocamento na laje carregada (δ_1) com o deslocamento da laje descarregada (δ_2), quanto mais próximo de 1,0 for esta razão, mais eficiente estará sendo a transferência do esforço.

$$LTE = \frac{2\delta_2}{\delta_1 + \delta_2} \quad (2.1)$$

Ainda de acordo com as especificações técnicas consultadas, nos sistemas da CMSP foram adotadas barras com o diâmetro de 38 mm, sempre distribuídas em duas camadas abaixo de cada um dos trilhos. O número total de barras em cada trecho variou, chegando em alguns trechos a 20 barras, cada uma delas com um comprimento de aproximadamente 50 cm. Salienta-se que, para a garantia da função das juntas de dilatação, em uma das extremidades das barras é garantido o deslizamento.

Como adiantado, existem as soluções em laje diretamente apoiadas sobre as lajes de regularização, tendo estas últimas uma altura de aproximadamente 15 cm. Entretanto, para as lajes flutuantes é aplicado um sistema de apoio resiliente entre ela e a laje de regularização. As soluções empregadas nos trechos da CMSP, cobertos pelas referências técnicas consultadas, são as almofadas elastoméricas e as molas helicoidais.

Carvalho (2015) discute o comportamento mecânico não-linear dos apoios elastoméricos, cuja rigidez é composta de duas parcelas, uma quase-estática e outra dinâmica, sendo esta última variável com a força de excitação, entretanto assumindo um comportamento assintótico a partir de determinada frequência. Para além disso, conforme pode-se consultar nos catálogos dos fabricantes, os valores de rigidez destes aparelhos de apoio sempre estão associados a um determinado nível de carregamento, pois, tal material também apresenta não linearidade física para carregamentos estáticos.

As almofadas (ou *pads*) elastoméricas empregadas em alguns trechos pela CMSP têm dimensão de 500 x 500 x 37 mm, e valores representativos de suas rigidezes estão resumidas na Tabela 2.4. Acrescenta-se que o espaçamento adotado entre *pads*, nos trechos estudados, é de 2,25 m.

Tabela 2.4 – Rigidezes associadas aos apoios elastoméricos empregados na CMSP.

	Rigidezes verticais (kN/mm)		Rigidezes horizontais (kN/mm)	
	Estática	Dinâmica	Estática	Dinâmica
<i>Pads</i> elastoméricos	11,5	16,3	2,04	2,88

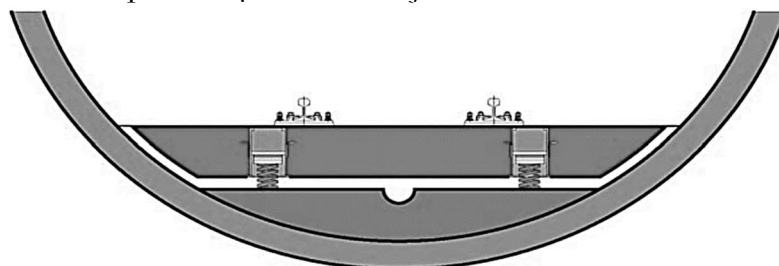
Fonte: autor.

As molas helicoidais (isoamortecedores) também são usualmente dispostas a cada 2,25 m nas vias da CMSP, que foram investigadas neste trabalho. Conforme registrado por Wagner (2004), a solução em isoamortecedores é uma das mais eficientes no controle de vibrações metroviárias, na medida em que consegue reduzir a frequência fundamental do sistema para abaixo dos 8 Hz. Além disso, as molas helicoidais apresentam um comportamento mecânico muito conveniente, na medida em que possui apenas uma rigidez, tanto para as solicitações estáticas, quanto dinâmicas, sendo que tal comportamento é notadamente linear. Assim, a Tabela 2.5 resume valores representativos desta rigidez, enquanto a Figura 2.4 ilustra uma laje flutuante típica, apoiada sobre molas.

Tabela 2.5 - Rigidezes associadas aos isoamortecedores empregados na CMSP.		
	Rigidez vertical (kN/mm)	Rigidez horizontal (kN/mm)
Isoamortecedores	6,628	4,931

Fonte: autor.

Figura 2.4 – Representação de uma laje flutuante sobre molas helicoidais.



Fonte: adaptado de Wagner (2004)

O concreto empregado nas vias aqui descritas possui $f_{ck} \geq 35$ MPa, tendo sido empregados aços CA50 para armaduras. Outro detalhe importante foram as combinações entre tipo de fixador e sistema de apoio da laje, assim, para as lajes de fixação direta foram empregados os fixadores VIPA-SP, enquanto para as lajes flutuantes (suportadas por *pads* ou isoamortecedores) os fixadores SFC foram utilizados.

Por último, para que a descrição dos principais parâmetros de uma via permanente em lajes flutuantes seja completa, é necessário a discussão dos amortecimentos a adotar em um modelo de predição. Tais parâmetros foram extraídos de Carvalho (2015) e estão resumidos aqui por meio da Tabela 2.6.

Tabela 2.6 – Propriedades de amortecimento dos componentes da via.

Componente	Razão de amortecimento (ξ)
Concreto armado	0,02
Aço	0,0008
Solo circundante	0,03
Fixadores	0,05
Almofadas elastoméricas	0,08
Molas helicoidais	0,08

Fonte: adaptado de Carvalho (2015)

2.2 MODELO VEÍCULAR

No intuito de explorar veículos, geometrias e condições de operação representativas de algumas vias operadas pela CMSP, será observado para este trabalho uma velocidade máxima de 90 km/h. Além disso, o modelo veicular empregado nas análises será inspirado em um veículo composto por seis carros, cada um deles sendo formado por dois truques e quatro eixos. As demais características, mais específicas, estão expostas na Tabela 2.7.

Tabela 2.7 – Descrição geométrica de um veículo típico das linhas metroviárias da CMSP.

Características e componentes	Dados
Comprimento total	130,5 m
Carga máxima por eixo (estática)	175 kN
Carga mínima por eixo (estática)	100 kN
Diâmetro nominal da roda	830 mm
Distância entre eixos do truque	2,59 m
Distância entre o centro de dois truques	15,6 m
Comprimento do vagão	21,75 m
Bitola do trem	1,60 m

Fonte: autor.

No tocante à construção de modelos de predição, além da aplicação das cargas estáticas, registradas na Tabela 2.7 e seus respectivos coeficientes de impacto, Ticona Melo (2016) apresenta outras simplificações comumente usadas, a saber:

- i. Massas móveis: estas consideram a participação das ações inerciais, mas não incluem o sistema de suspensão, truques e caixa.
- ii. Meio truque: este corresponde a um sistema formado por um único eixo com 1 grau de liberdade (1 GL).
- iii. Truque: mantém a aproximação com 1 GL, mas adiciona um segundo eixo.
- iv. Meio veículo: que considera a presença de meia caixa, truque, rodas e o sistema de suspensão.

Outra definição leva em conta a simplificação do modelo, propondo uma distinção entre a modelagem multicorpo e a flexível. Enquanto a primeira trata o modelo discretizado em sistemas de massa-mola-pistão e elementos rígidos, as modelagens flexíveis se aproveitam dos elementos de sólido e da flexibilidade que estes atribuem ao sistema. A Tabela 2.8 dispõe de um paralelo entre estas duas aplicações.

Tabela 2.8 – Visão geral das modelagens multicorpo e flexível.

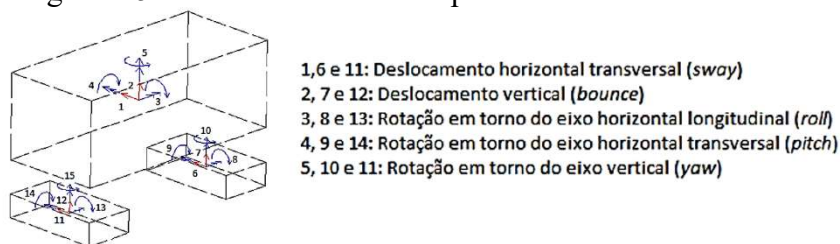
Componente	Elemento finito aplicado	
	Análise Multicorpo	Análise Flexível
Caixa	Vigas rígidas e massas.	Cascas e sólidos.
Truque	Vigas rígidas e massas.	Vigas flexíveis e sólidos
Suspensões	Sistema massa-mola-amortecedor	Sistema massa-mola-amortecedor
Rodas	Massas	Sólidos

Fonte: adaptado de Ticona Melo (2016)

Desta forma, é possível constatar que uma modelagem multicorpo proporciona um menor custo computacional, em detrimento do modelo flexível, entretanto não permite incluir o estudo da deformabilidade de alguns elementos que compõe o veículo.

Assim, tendo em vista a construção de um modelo numérico multicorpo, a compreensão do veículo passa pela definição dos seus graus de liberdade. Na literatura especializada, a natureza dos graus de liberdade de um modelo veicular também recebe nomes específicos (CUNHA, 2011). A respeito destes é possível destacar os seguintes: *roll* (deslocamento em torno do eixo longitudinal), *bounce* ou *heave* (deslocamento vertical), *sway* (deslocamento transversal), *yaw* (rotação em torno do eixo vertical), *pitch* (rotação em torno do eixo transversal). A Figura 2.5 auxilia no entendimento de tal nomenclatura.

Figura 2.5 – Graus de liberdade típicos de um modelo veicular.



Fonte: Cunha (2011).

Diante disso, para a construção de um modelo multicorpo, faz-se necessário o conhecimento das propriedades de amortecimento e rigidez dos sistemas de suspensão do veículo. Muito embora, tais dados não estejam disponíveis nas referências técnicas da CMSP que foram consultadas, as análises realizadas neste trabalho serão baseadas nos dados disponibilizados por Cunha (2011). A Tabela 2.9 faz a reprodução destes dados.

Tabela 2.9 – Parâmetros mecânicos de um veículo metroviário urbano.

Características e componentes	Dados
Massa do vagão (kg)	50.990
Momento de inércia <i>roll</i> do vagão (tm ²)	154,83
Momento de inércia <i>pitch</i> do vagão (tm ²)	1.958,7
Momento de inércia <i>yaw</i> do vagão (tm ²)	1.875,3
Massa do truque (kg)	4360
Momento de inércia <i>roll</i> do truque (tm ²)	1,47
Momento de inércia <i>pitch</i> do truque (tm ²)	3,43
Momento de inércia <i>yaw</i> do truque (tm ²)	5,07
Rigidez vertical da suspensão primária (kN/m)	2.976
Rigidez lateral da suspensão primária (kN/m)	20.000
Rigidez vertical da suspensão secundária (kN/m)	1.060
Rigidez lateral da suspensão secundária (kN/m)	460
Amortecedor vertical da suspensão primária (kNs/m)	15
Amortecedor lateral da suspensão primária (kNs/m)	15
Amortecedor vertical da suspensão secundária (kNs/m)	30
Amortecedor lateral da suspensão secundária (kNs/m)	30

Fonte: adaptado de Cunha (2011)

Portanto, ficam definidas as principais características do veículo e do sistema estrutural da via com vistas às simulações numéricas empreendidas nesta pesquisa. Mais detalhes a respeito da implementação destas grandezas serão dados na seção 7.3.1, com a discussão das aplicações realizadas.

2.3 TRATAMENTO DAS IRREGULARIDADES

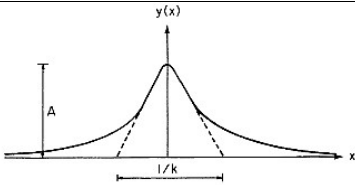
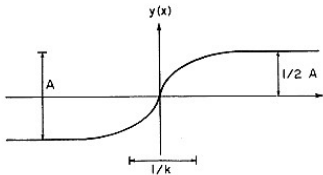
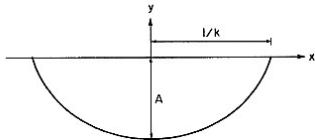
A metodologia para a determinação matemática das irregularidades aleatórias e distribuídas ao longo de linhas ferroviárias e rodoviárias obedece aos mesmos princípios, ou seja, primeiro é definida uma função de densidade espectral (*PSD - power spectral density*), baseada em medições de campo, para que na sequência esta função seja reescrita sob a forma de um somatório de funções harmônicas, cujas ordenadas representam as amplitudes da irregularidade.

No contexto deste trabalho, estas funções harmônicas da irregularidade são suficientes na medida em que as irregularidades serão geometricamente implementadas, entretanto uma alternativa é reescrever estas funções para o domínio do tempo, de modo que elas atuem como deslocamentos prescritos ao longo da análise.

No corpo deste texto não serão discutidas em maiores detalhes as irregularidades sobre rodovias, entretanto, salienta-se que os trabalhos desenvolvidos por Yang e Lin (1995), Santos (2007), Moroz (2009) e Schmidt (2017) fazem uma abordagem completa a este respeito.

No tocante às irregularidades associadas às linhas férreas existe também a descrição matemática para os defeitos isolados, que no presente trabalho serão adaptados e referenciados como defeitos altimétricos. Em seu livro Garg e Dukkipati (1984) trazem uma extensa lista de defeitos pontuais, desta lista foram extraídos três tipos de defeitos para a reprodução por meio da Tabela 2.10.

Tabela 2.10 – Exemplos de irregularidades discretas em vias férreas.

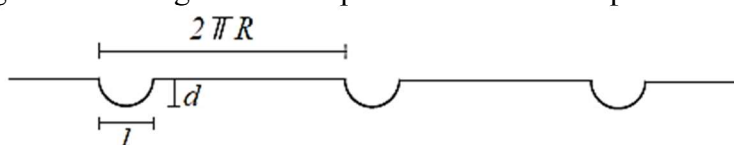
Tipo	Forma	Descrição matemática
Pontiaguda		$y(x) = Ae^{-k x }$
Solavanco		$y(x) = \frac{A \cdot k \cdot x}{(1 + 4k^2 x^2)^{1/2}}$
Vala		$y(x) = A \cdot k \left[\left(\frac{l}{k} \right)^2 - x^2 \right]^{1/2}$

Fonte: adaptado de Garg e Dukkipati (1984).

A aplicação dos defeitos pontuais pode se dar em diferentes regiões da via, pois além das irregularidades nas rodas e nos trilhos, existem também imperfeições na elevação longitudinal, no alinhamento transversal, na superelevação e na bitola (FRÝBA, 1996). Por este motivo os coeficientes A e k da Tabela 2.10 podem assumir diferentes valores a depender da região da via em que se quer modelar tal irregularidade. Estes coeficientes, aplicados às expressões de irregularidades isoladas, podem ser consultadas em Garg e Dukkipati (1984) páginas 94 e 95 que, em função da especificidade dos valores, não serão reproduzidas aqui.

No tocante às rodas, uma estratégia comumente empregada, e destacada por Vale (2010), é a de transformar as imperfeições nas rodas em defeitos equivalentes aplicados aos trilhos. Tal adaptação é possível uma vez que estes defeitos, em geral achatamentos, estão bem relacionados a uma frequência específica, de modo que aplica-se ao trilho uma imperfeição pontual a cada período de giro da roda, conforme ilustrado na Figura 2.6 e descrito matematicamente pela equação (2.2), na qual d representa a profundidade do defeito e l o comprimento da face poligonizada da roda.

Figura 2.6 – Irregularidade equivalente da roda imposta ao trilho.



Fonte: Vale (2010.)

$$z(x) = \frac{d}{2} \left(1 - \cos \frac{2\pi x}{l} \right) \quad (2.2)$$

A respeito das irregularidades distribuídas ao longo do trilho, conforme já enunciado, estas podem ser definidas a partir de uma função de densidade espectral no intuito de se considerar a aleatoriedade presente em sua distribuição. Algumas funções PSD dedicadas a este fim estão reproduzidas na Tabela 2.11 e correspondem às funções propostas pelos códigos estadunidense, germânico e pelo Braun PSD Model, esta última uma adaptação da função proposta pela ISO8608:2016 (BERAWI, 2019).

Tabela 2.11 - Funções PSD extraídas dos códigos estadunidense, germânico e da Braun PSD Model.

Código	Função de densidade espectral (PSD)	Comprimentos de onda representados (m)
Alemão (German PSD Standard)	$S(\omega_k) = \frac{A_p \cdot \omega_1^2}{(\omega_k^2 + \omega_2^2)(\omega_k^2 + \omega_1^2)}$	$0,398 < \lambda < 15,9$
Estadunidense (FRA PSD Standard)	$S(\omega_k) = \frac{0,25 \cdot A_v \cdot \omega_1^2}{\omega_k^2 (\omega_k^2 + \omega_1^2)}$	$1,524 < \lambda < 304,8$
ISO 8608:2016 (Braun PSD Model)	$S(\omega_k) = S(\omega_o) \cdot \left(\frac{\omega_k}{\omega_o} \right)^{3,5}$	$6,0 < \lambda < 24,0$

Fonte: autor.

Nestas equações A_v, A_p são constantes de irregularidade, ω_1 e ω_2 são frequências especiais e ω_k o seu vetor de frequências. Cada uma destas funções possui faixas de validade, que delimitam quais são os comprimentos de onda de irregularidade cobertos pela formulação, os diferentes limites registrados na Tabela 2.11 e constantes ajustadas a estas funções podem ser consultadas em Lombaert et al. (2006) e Berawi (2019).

De acordo com Zhang et al. (2001) e Berawi (2019), aplicando a transformada inversa de Fourier é possível obter a descrição geométrica das irregularidades, expressa na equação (2.3).

$$y(x) = \sqrt{2} \sum_{k=1}^{N-1} \alpha_k \cos(\omega_k x + \varphi_k) \quad (2.3)$$

Em que α_k e ω_k representam as amplitudes e as frequências das irregularidades, respectivamente. Os valores extremos deste vetor, isto é, a frequência máxima (ω_{max}) e a frequência mínima (ω_{min}), são dados em função com comprimento de onda máximo e mínimo da irregularidade.

Assim, tendo definido qual o tipo da irregularidade que se deseja associar ao modelo, conforme enunciado por Berawi (2013) pode-se calcular as suas amplitudes α_k , por meio da aplicação das equações (2.4) à (2.7).

$$\alpha_0 = 0, 0 \quad (2.4)$$

$$\alpha_1 = \sqrt{\left(\frac{S(\Delta\omega)}{2\pi} + \frac{4 \cdot S(0)}{12\pi} \right) \Delta\omega} \quad (2.5)$$

$$\alpha_2 = \sqrt{\left(\frac{S(2 \cdot \Delta\omega)}{2\pi} + \frac{S(0)}{12\pi} \right) \Delta\omega} \quad (2.6)$$

$$\alpha_k = \sqrt{\left(\frac{S(\omega_k)}{2\pi} \right) \Delta\omega} \quad \text{para } k = 3, 4, \dots, N-1 \quad (2.7)$$

Em que o $\Delta\omega$ e o vetor ω_k podem ser escritos através da aplicação das equações (2.8) e (2.9).

$$\Delta\omega = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{N} \quad (2.8)$$

$$\omega_k = k \cdot \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{N} \quad k = 1, 2, 3, \dots, N-1 \quad (2.9)$$

Por fim, φ é o ângulo de fase que deve ser tomado de forma aleatória a cada passo do somatório da equação (2.3). Desta forma, o que se tem ao final é uma função constituída pelo somatório de N irregularidades com diferentes comprimentos de onda, amplitudes e fases. Tal modelo será implementado e discutido na seção 7.3.1 deste trabalho.



PESQUISAS E DESENVOLVIMENTOS RECENTES

Nesta seção estão brevemente discutidos alguns dos últimos resultados colhidos na área de estudo ao qual esta pesquisa se dedica. Cada um destes estudos é anunciado nesta seção por meio de um título, definindo o tema geral abordado. Assim, foram discutidas pesquisas que tangenciam o estado da arte no controle de vibrações aplicado a lajes flutuantes, bem como as técnicas recentes de modelagens numéricas e do estudo da propagação do ruído às edificações lindeiras.

3.1 APLICAÇÃO DE MATERIAIS INTELIGENTES AO CONTROLE DE VIBRAÇÕES EM LAJES FLUTUANTES

O foco do trabalho realizado por Wei et al. (2019) esteve voltado ao controle de vibrações de um sistema estrutural em lajes flutuantes. A motivação de tal pesquisa se deu em função de resultados experimentais que apontaram deficiências na solução em molas helicoidais de aço, tal fato mereceu destaque uma vez que as molas helicoidais se constituem como o sistema de atenuação comum ao estado da prática de melhor desempenho.

Tais sistemas em mola, conforme registrado nos resultados experimentais publicados por Saurenman e Phillips (2006), podem entrar em um regime ressonante quando a frequência de rotação da roda se aproxima da frequência fundamental da laje flutuante. Esta deficiência

pode ser explicada pela própria analogia deste sistema de amortecimento a um sistema massa, mola e amortecedor de 1 GL, pois tais soluções apresentam atenuação apenas quando a frequência de excitação é $\sqrt{2}$ vezes superior à frequência natural do isolador.

Outros estudos também investigaram estes parâmetros experimentalmente. Ding et al. (2011) instrumentaram uma laje flutuante em um laboratório subterrâneo da Beijing Jiaotong University. Neste estudo a laje foi excitada por um shaker desbalanceado (SBZ30) para que as medições fossem colhidas no truque, trilho, laje, no invert e nas paredes do túnel, além das medições na superfície do solo com distâncias variando de 0 a 80 m do trilho. Outras medidas ainda foram realizadas em alguns pavimentos de edificações próximas ao local de ensaio. Os dados colhidos também indicaram que as vibrações são amplificadas quando a excitação se aproxima da frequência fundamental da laje flutuante.

Diante destas limitações, surgem como alternativas a aplicação de absorvedores dinâmicos de vibração (ADV's ou *DVAs - dynamic vibration absorbers*), estes dispositivos são dotados de massa, amortecimento e rigidez e, uma vez acoplados à estrutura, têm a capacidade de absorver parte da vibração. A natureza do funcionamento destes dispositivos pode variar, atuando apenas em uma única frequência (absorvedores passivos), ou em uma faixa de frequências (absorvedores ativos) (DÍAZ, 2014).

Outra solução é o emprego dos chamados materiais inteligentes, que variam suas propriedades mecânicas a partir de determinados estímulos. Destaca-se neste contexto os fluídos eletroreológicos (ER) e os fluídos magnetoreológico (MR), que são fluídos que mudam sua reologia quando submetidos a variações de campo elétrico e de campo magnético, respectivamente (DYKE et al., 1996; ZHU et al., 2017). A variação da reologia destes materiais conduz, como ato contínuo, a alteração do amortecimento gerado por eles.

Comportamento similar é obtido através de um elastômero magneto-reológico (MRE), que são semelhantes aos MR tendo substituído sua matriz fluída por sólidos de borracha ou silicone. Tais elastômeros também possuem suas características mecânicas modificadas por meio da indução de um campo magnético (FUKUSHIMA, 2016; WEI et al., 2019).

Sendo assim, o objetivo da pesquisa realizada por Wei et al. (2019) foi o de estudar, especialmente no tocante às frequências mais baixas, o comportamento de um MRE adicionado em paralelo a uma mola helicoidal de uma laje flutuante. Desta forma, este sistema foi caracterizado no tocante às suas propriedades dinâmicas e avaliado quando submetido à vibração induzida pela passagem de um trem.

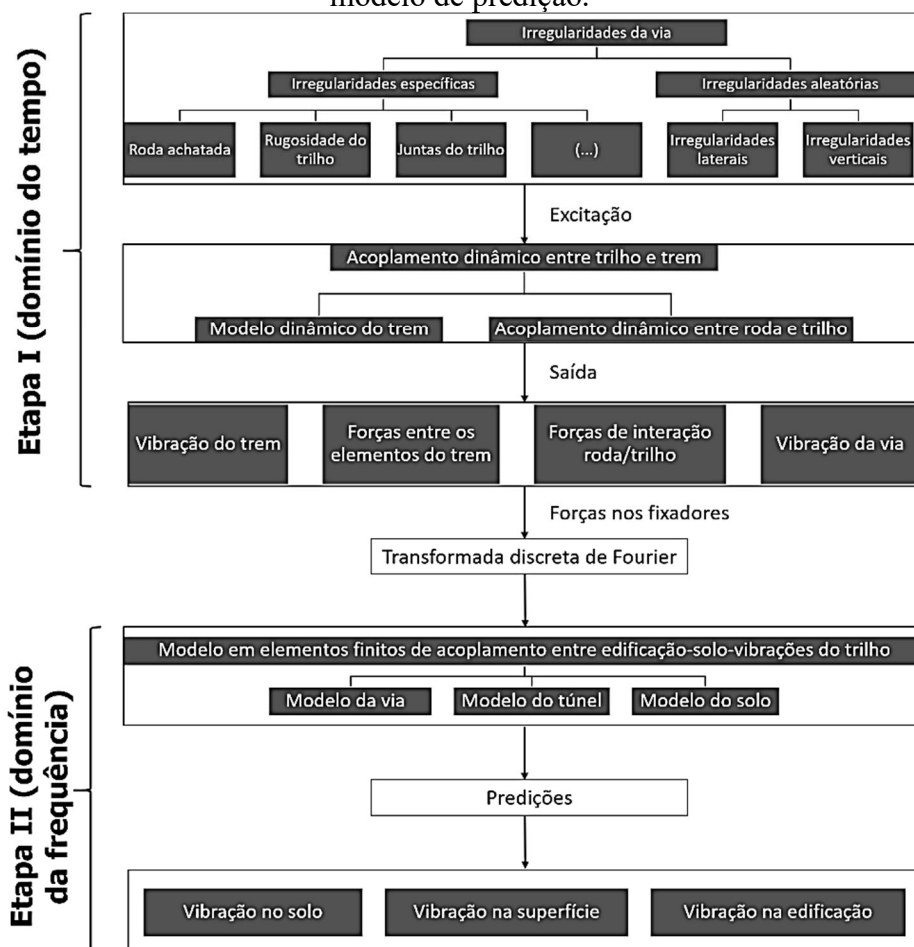
Verificou-se que o impacto da adoção de tal sistema no deslocamento máximo da laje é pequeno, tendo apresentado uma redução de apenas 10% quando comparada à laje sobre molas helicoidais simples. Entretanto, foi identificado que a presença dos amortecedores MR podem mitigar tanto a vibração, quanto as forças de suporte de uma laje flutuante, um exemplo disso é a redução de 10,5 dB no nível de vibração a 10 Hz (nas frequências em 1/3 de oitava) acompanhada de uma redução de 63% na força de suporte para esta mesma frequência.

3.2 MODELOS NUMÉRICOS PARA PREDIÇÃO DA GERAÇÃO E TRANSMISSÃO DE VIBRAÇÕES EM FST

O trabalho desenvolvido por Yang et al. (2019) foi direcionado a um projeto real. Este consistiu na análise de um hotel de grande porte a ser construído, por questões estratégicas, sobre uma linha de metrô, cujo sistema adotado foi o de lajes flutuantes. Para este estudo os autores propuseram uma análise em duas etapas, da primeira foram extraídas as forças oriundas do contato roda/trilho, e na última etapa as forças de contato obtidas foram impostas ao modelo e geraram as ondas que se propagaram pelo solo alcançando a edificação em análise. Neste trabalho também foi avaliada a eficácia de bases elásticas adicionadas diretamente sob as fundações do hotel.

Os autores ainda chamam a atenção para os métodos baseados em análises experimentais, a partir dos quais o nível de vibração do sistema metroviário é medido e aplicado a um modelo completo que leve em conta a interação solo-estrutura. Entretanto, tal metodologia só pode ser aplicada caso a edificação seja construída após a instalação da linha férrea, para o caso em que ambas serão construídas de forma concomitante restará a alternativa de um modelo de previsão, como o proposto pelo trabalho. Acrescenta-se que, ainda que exista a linha férrea em etapa anterior ao projeto da edificação, a depender da proximidade da edificação à linha e/ou a natureza da sua fundação, a resposta de vibração obtida experimentalmente antes da sua construção poderá diferir daquela resposta encontrada com a edificação acabada. A Figura 3.1 representa o fluxograma utilizado na metodologia de previsão numérica adotada no trabalho discutido.

Figura 3.1 – Fluxograma da metodologia adotada por Yang et al. (2019) em seu modelo de predição.



Fonte: adaptado de Yang et al. (2019)

O modelo dinâmico responsável por descrever a interação entre o veículo e a estrutura foi baseado no trabalho de Zhai et al. (2009). Neste modelo tridimensional cada veículo foi dotado de 35 GL (graus de liberdade) de modo que cada uma das suas três partes constituintes (carro, truque e conjunto de rodas) tivessem 5 GL, a saber: movimentos laterais e verticais, deslocamento em torno do eixo longitudinal (*roll*), rotação em torno do eixo vertical (*yaw*), rotação em torno do eixo transversal (*pitch*). Os sistemas de suspensão primário (roda/truque) e secundário (truque/carro) do veículo também foram contemplados com o emprego de elementos de mola e amortecedor, acrescenta-se que a lei constitutiva adotada para estes foi não-linear. Neste mesmo modelo o trilho é representado de modo a incluir a rugosidade de sua superfície, e entre o trilho e as lajes flutuantes são incluídos os fixadores através de elementos de mola e pistão. Elementos desta mesma natureza são os responsáveis pela ligação entre lajes e o solo rígido.

Para a modelagem numérica do hotel, para o qual se mediu os níveis de vibração, foi utilizado o software comercial ANSYS. Nesta construção foram empregados quatro tipos de elementos: elementos sólidos tridimensionais para o solo, elementos de viga para os pilares, elementos de casca para as paredes e elementos de interface entre os elementos representativos do solo e das paredes. Entretanto uma questão importante foi discutida no tocante às bordas do solo, pois sendo estas extremidades livres poderiam refletir as ondas propagadas, algo em desacordo com a realidade, na qual tem-se um meio infinito para as análises de engenharia.

Assim, para contornar a inexistência de um meio semi-infinito modelado numericamente, os autores aplicaram o sistema de molas viscosas proposto por Gu et al. (2007), que propõe a aplicação de elementos amortecidos no contorno em representação do infinito. Estes elementos tem Poisson, Módulo de Elasticidade e razão de amortecimento definidos em função da velocidade de propagação das ondas de pressão e cisalhamento do solo, bem como das suas constantes elásticas e distância entre o contorno artificial e a fonte da excitação.

As forças de interação roda/trilho foram colhidas para duas velocidades, 80 km/h e 140 km/h. Foi verificado que as forças induzidas pela velocidade mais alta também são as mais elevadas, da mesma maneira que, aplicada a transformada de Fourier, o pico da força também se apresentou para uma frequência ligeiramente superior.

Uma característica importante, que foi verificada no modelo numérico, é a de que as frequências de maior excitação das forças atuantes nos fixadores foram múltiplas da frequência característica do trem. Esta frequência característica é denotada pela razão entre a velocidade do trem e o seu comprimento básico ($f = v/L$), o comprimento básico do trem corresponde à distância entre os centroides de dois carros consecutivos.

Foram medidos também os níveis de vibração integrados em bandas de 1/3 de oitava no térreo, terceiro e sexto andares, considerando o trem em uma velocidade de 80 km/h e 140 km/h. A partir desta variação foi verificado um incremento das vibrações não só à medida em que a velocidade do trem aumenta, que conduziu a um acréscimo de cerca de 10 dB no nível de aceleração vertical para todos os pontos medidos, mas também para algumas faixas de frequência nos andares superiores. Os autores atribuem esta amplificação registrada entre pavimentos à ressonância estrutural, sublinhando que os aumentos máximos estiveram entre 14 dB e 18 dB. Por completude, o nível de aceleração vertical citado neste parágrafo e que foi calculado pelos autores se refere àquele determinado pela ISO 2631-1 (1997).

Por último, o trabalho também avaliou o impacto de bases elásticas instaladas junto à fundação. Tal implementação forneceu uma atenuação de cerca de 30 dB para todos os pontos de aquisição. Neste sentido, um caso extremo também foi avaliado, substituindo a passagem de

um único trem pela passagem de 4 veículos, todos a 140 km/h e, para esta situação, a atenuação se manteve eficaz e da mesma grandeza.

3.3 IMPACTO DAS IRREGULARIDADES NO NÍVEL DE VIBRAÇÃO DE METROVIAS SUBTERRÂNEAS

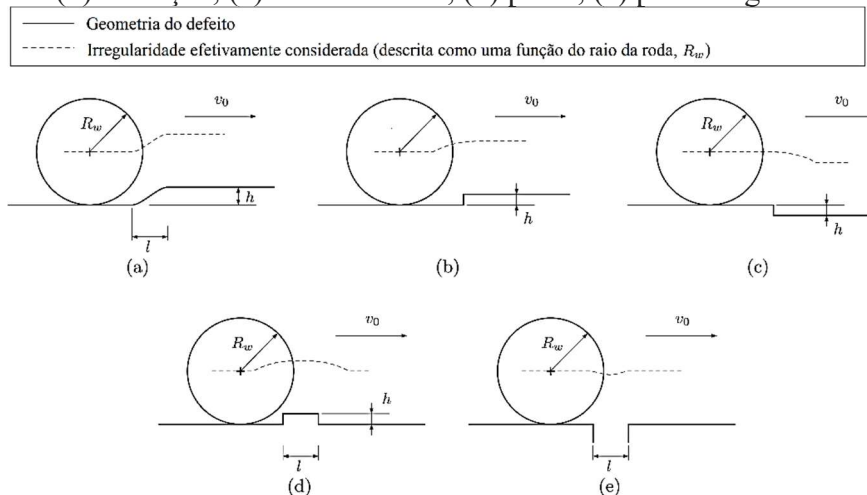
O trabalho realizado por Kouroussis et al. (2017) não é dedicado ao estudo dos sistemas em lajes flutuantes, fazendo uma aplicação a bondes elétricos. Entretanto o tratamento que foi realizado para as irregularidades nestas vias é de interesse pela semelhança guardada entre os dois sistemas.

Na metodologia de Kouroussis et al. (2017), as forças atuantes nos trilhos e no veículo são acopladas, pois dependem da força que surge entre a roda e o trilho ($F_{roda/trilho,i}$). Esta força é calculada em função da posição vertical da roda ($z_{roda,i}$), bem como do deslocamento vertical ao qual o trilho está submetido em cada ponto x_j ($z_{trilho}(x_j)$). Também é por meio desta definição que as irregularidades são consideradas, uma vez que é somado ao deslocamento do trilho a variação de altura produzida pela irregularidade ($h_{defeito}$). A equação (3.1) representa esta força de interação roda/trilho, na qual K_{Hz} é o coeficiente de Hertz ($Nm^{2/3}$).

$$F_{roda/trilho,i} = K_{Hz} \cdot \left(z_{roda,i} - z_{trilho}(x_i) - h_{defeito} \right)^{3/2} \quad (3.1)$$

Dentro do escopo das irregularidades deste modelo de via, os autores deixam claro que aqueles defeitos relacionados às rodas, como o achatamento que impõe ao sistema uma solicitação periódica, não foram contemplados. Assim, um resumo das irregularidades tratadas é dado por meio da Figura 3.2, fruto do trabalho de Kouroussis et al. (2015).

Figura 3.2 – Irregularidades consideradas no trabalho de Kouroussis et al. (2017): (a) rampa, (b) elevação, (c) rebaixamento, (d) pulso, (e) pulso negativo.



Fonte: adaptado de Kouroussis et al. (2015)

Em Xu et al. (2016) é destacado o grande número de trabalhos que usualmente simplificam este problema dinâmico a partir de cargas pontuais movendo-se em velocidade constante e que nesta configuração as irregularidades aleatórias não são admitidas de forma completa. Esta deficiência ao tratamento das irregularidades estaria principalmente naquelas de curto comprimento de onda, que são as críticas para as forças de contato roda/trilho de alta frequência. Por este motivo, assim como Kouroussis et al. (2017), Xu et al. (2016) dedicaram-se à modelagem desta interação, agora de forma dedicada aos sistemas metroviários sobre fixação direta e lajes flutuantes.

Assim, Xu et al. (2016) propuseram um modelo misto, tri e bidimensional, responsável por descrever a interação dinâmica entre via, túnel e solo. A carga móvel foi representada por um trem em movimento, e as irregularidades estiveram presentes na descrição da via do modelo numérico.

No tocante à modelagem numérica, a escolha pela abordagem mista 2D/3D em elementos finitos se deu em função do alto custo computacional envolvido na análise. Segundo os autores, para que um modelo 3D fosse representativo do problema seriam necessários uma malha fina de elementos finitos, um passo de tempo curto para a solução numérica e um comprimento de pista igual a 570 m. Tais características, de fato, tornariam a análise excessivamente pesada. Assim, a análise foi compartilhada em quatro submodelos: (i) o trem do metrô, (ii) a interação via-túnel-solo, (iii) as irregularidades e (iv) a interação roda-trilho.

O trem do metrô foi representado com um modelo multicorpo. Cada carro dotado de dois truques e quatro rodas, e suspensões primárias e secundárias representadas por molas e amortecedores, totalizando 10 graus de liberdade.

O modelo de interação via-túnel-solo, foi dividido em 3 partes, nas extremidades o modelo se resumiu a uma viga de Euler-Bernoulli representativa dos trilhos e fixadas por um conjunto de molas e amortecedores a uma base rígida. Já a parte intermediária do modelo foi formada por elementos sólidos em representação do solo, túnel e laje. Os autores utilizaram a condição de simetria e usaram o mesmo modelo tanto na representação das lajes por fixação direta quanto na de lajes flutuantes, para isso alteraram apenas a rigidez da sua base. Por último, salienta-se que no contorno foram aplicadas superfícies visco-elásticas (em acordo com a proposição de Gu et al. (2007)) para evitar reflexões de ondas.

Para o tratamento das irregularidades, os autores superpuseram dois tipos. O primeiro deles disse respeito aos dados de irregularidades colhidos pela American Class 6, sendo estas as responsáveis por adicionar ao modelo as imperfeições de grandes comprimentos de onda. O

segundo tipo, que dotou o modelo de irregularidades com comprimento de onda curto, foi baseado na função de densidade espectral ($PSD - S(\Omega)$) proposta no trabalho de Sato (1977).

O modelo de interação roda/trilho foi feito a partir de uma mola equivalente movendo-se ao longo do trilho cuja rigidez foi variável no tempo. Os deslocamentos associados a interação aconteciam em função das irregularidades e dos deslocamentos verticais da roda e do trilho. A força agindo sobre a mola foi proveniente da força peso atuante sobre carro, truque e conjunto de rodas. Assim, a rigidez da mola equivalente foi calculada pela razão entre essa força e os deslocamentos calculados.

Os amortecimentos foram adicionados ao modelo por meio da matriz de amortecimento de Rayleigh, segundo a qual a matriz de amortecimento é uma combinação linear das matrizes de massa e rigidez, cujos coeficientes são obtidos a partir de duas frequências naturais associadas à sua razão de amortecimento. Os autores utilizaram as frequências naturais de 4 Hz e 80 Hz com uma razão de amortecimento constante de 0,03 para o cálculo dos coeficientes da combinação linear.

Os estudos numéricos avaliaram combinações entre a solução estrutural (fixação direta ou laje flutuante) e o tipo de irregularidade, a saber: trilho sem irregularidade, irregularidades aleatórias com curto, médio ou longo comprimento de onda, além da soma de irregularidades com comprimentos de onda distintos. A principal métrica de comparação foi o nível global de aceleração.

Estas análises atestaram que o nível de vibração é significativamente alterado quando as irregularidades são consideradas, assim como há um incremento no pico das acelerações medidas.

Verificou-se também que para o sistema em fixação direta entre a laje e o túnel, as irregularidades de comprimento de onda curto são as mais significativas, pois são estas as mais relevantes para as respostas de alta frequência, preponderantes nas lajes de fixação direta. Já para as lajes flutuantes, as irregularidades de comprimento de onda médio foram aquelas que tiveram maior impacto no seu comportamento, devido a importância que as baixas frequências exercem sobre a sua resposta dinâmica.

Por fim, os autores sublinham que veículos sobre trilhos responsáveis por fazer medições de irregularidade usualmente só conseguem captar irregularidades com comprimentos de onda superiores a 1 m, sendo assim, é feita uma advertência para que as irregularidades implementadas nas simulações numéricas somem aos dados experimentais as rugosidades descritas pelas funções de densidade espectral.

3.4 PARÂMETROS ASSOCIADOS À VIBRAÇÃO DE SISTEMAS EM FST

De acordo com Lei et al. (2014) a opção pelo estudo do sistema em lajes flutuantes se deu em função da sua grande eficiência, conseguindo atingir perdas de inserção da ordem de 15 dB, 25 dB ou até superiores. Eles chamam atenção também para vasta aplicabilidade desta solução estrutural, considerando a sua divisão em três categorias (lajes curtas, médias e longas). Estas duas últimas soluções (médias e longas) são geralmente empregadas nos túneis, enquanto as primeiras são reservadas aos viadutos e pontes, por conta da necessidade de juntas de dilatação menos espaçadas.

Esta distinção geométrica também impacta diretamente no comportamento mecânico das lajes flutuantes, uma vez que quanto maior o comprimento da laje melhores são as condições para a adoção de sistemas de amortecimento de menor rigidez, algo vantajoso na medida em que a frequência fundamental do sistema pode ser diminuída. Já as lajes de menor comprimento, por apresentarem um menor desempenho na distribuição dos esforços, inviabilizam o emprego de apoios mais flexíveis.

Portanto, Lei et al. (2014) simularam numericamente lajes com cinco comprimentos distintos (3,7; 7,4; 15; 30 e 60 m), e variaram a densidade do concreto, espessura da laje e rigidez das molas. No modelo que objetivou analisar as respostas dinâmicas, o carregamento representativo do veículo foi realizado por meio de cargas pontuais com amplitude de 78,4 kN e uma frequência de excitação harmônica que variou de 0 a 100 Hz. Acrescenta-se que neste modelo não foram incluídos nenhum parâmetro de irregularidade para as rodas ou trilho.

Um total de nove parâmetros foram variados para a obtenção das respostas dinâmicas, a saber: rigidez e amortecimento da fixação do trilho, a densidade, espessura e comprimento da laje, a rigidez, amortecimento e espaçamento dos apoios em mola e a seção transversal da FST. Todos estes parâmetros foram avaliados a partir da razão de redução da vibração (T), definida pelos autores através da equação (3.2), na qual F_i se refere às forças nas molas de suporte e P_i às forças representativas das rodas.

$$T = 1 - \frac{\sum_{i=1}^{48} F_i}{\sum_{i=1}^4 P_i} \quad (3.2)$$

Os primeiros resultados indicaram que alterações na rigidez e no amortecimento dos fixadores dos trilhos tiveram pouco efeito no espectro da razão de redução. Entretanto, destaca-se o impacto da rigidez das molas, que foi mais importante para as primeiras frequências fundamentais, de modo que o incremento da rigidez da mola de 5.000 kN/m para 80.000 kN/m

elevou a frequência fundamental, antes próxima dos 6 Hz, para 30 Hz, demonstrando a eficiência de molas mais flexíveis.

Acrescenta-se que para todos os resultados há uma variação do comportamento antes e depois da frequência de ressonância da laje. Para valores de frequência inferiores à ressonância foi notada amplificação, enquanto que para frequências superiores a atenuação foi identificada. Neste sentido, constatou-se um ligeiro aumento da atenuação à medida que a densidade da laje ou sua espessura eram incrementados. Certamente este fato está relacionado à massa do sistema, de modo que as seções transversais de maior área também entregaram uma maior atenuação.

Por fim, nas conclusões do trabalho, é ratificada a preponderância das propriedades mecânicas das molas da base da laje em detrimento dos fixadores e dos demais parâmetros de variação. Desta maneira, fixou-se valores ótimos de rigidez e amortecimento para o conjunto de molas entre 5-10 MN/m e 50-100 kNs/m, respectivamente, tendo concluído que o espaçamento de 1,25 m é aquele que atribui ao sistema comportamento mais satisfatório.

3.5 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA: VIBRAÇÃO EM TRILHOS, SOLO E EDIFICAÇÕES LINDEIRAS

O trabalho desenvolvido por Connolly et al. (2015) consistiu de uma vasta revisão bibliográfica, composta com mais de 230 artigos, que visou organizar o conhecimento relacionado às vibrações induzidas nos trilhos, na via, no solo e na vizinhança de sistemas ferroviários. Conforme explicitado pelos próprios autores, o objetivo de tal pesquisa foi a de organizar este conhecimento de forma sistemática, tornando-o acessível a profissionais e acadêmicos.

Inicialmente é feita uma distinção entre as solicitações presentes em uma linha férrea em solicitações de natureza dinâmica e de natureza quase-estática. Estas últimas são resultado direto do peso do veículo, não dependendo da sua velocidade ou das condições da via. Enquanto as forças dinâmicas são aquelas que variam com a velocidade do veículo e estão relacionadas à periodicidade dos dormentes, às variações de rigidez ao longo da via e também às irregularidades entre a roda e o trilho.

A característica das vibrações produzidas por veículos sobre trilhos varia de acordo com o sistema. Por exemplo, nos VLTs (Veículos Leves sobre Trilhos) as amplitudes são relativamente baixas, entretanto devido a sua proximidade às edificações suas vibrações podem ser críticas em alguns aspectos. Já os trens de alta velocidade, além de possuírem uma maior

amplitude de vibração estas ainda podem ser majoradas quando a sua velocidade se aproxima da velocidade de propagação do solo.

Um dado importante no tocante à caracterização do solo é que os seus tradicionais parâmetros como granulometria e limites de consistência, usualmente não participam dos cálculos de velocidade de propagação. Deste modo, as características do solo geralmente são descritas em função da sua densidade, módulo de elasticidade, coeficiente de Poisson e amortecimento.

Uma característica importante na modelagem de solos com vistas à aplicação na análise de vibrações geradas em sistemas ferroviários é a possibilidade de aproximar se o comportamento do material ao regime elástico e linear, uma vez que o nível de deformações é pequeno. Tal prerrogativa é uma particularidade, pois em muitas aplicações geotécnicas há grande movimentação de terra, tornando esta simplificação distante da realidade.

As propriedades de amortecimento do solo variam de forma significativa. À medida em que a profundidade aumenta, o amortecimento diminui, em função da maior densidade do maciço. Deste modo, é possível destacar o impacto dos vazios (presença de ar) no solo como uma característica importante em seu amortecimento. O mesmo pode ser dito em relação à presença de água, uma vez que esta atribui ao sistema uma maior viscosidade, aumentando o seu fator de amortecimento.

Outros estudos voltados para o conforto de passageiros em trens também foram registrados por Connolly et al. (2015). Neste sentido, as faixas de frequências aceitáveis merecem destaque, especialmente pelo fato de que desde as baixas frequências (0,25 a 0,32 Hz) já se tem registros de cinetose em alguns passageiros (enjoo provocado pelo movimento). Além disso, vibrações entre 0,8 a 8 Hz já comprometem a leitura e a escrita de passageiros, o que é crítico em viagens comerciais realizadas por veículos de altas velocidades. Tais fatores justificam o popular emprego de suspensões primárias e secundárias nestes sistemas de transporte.

Tão importantes quanto os sistemas de amortecimento do veículo são as condições da via, cujas propriedades geométricas e mecânicas têm influencia direta no nível de vibração. Destaca-se a rigidez do trilho, se esta for demasiadamente alta as tensões nas rodas serão concentradas em regiões menores favorecendo a sua degradação, entretanto caso o trilho seja excessivamente flexível o veículo necessitará de maior energia para locomover-se. A determinação de um ponto de desempenho ótimo é um desafio que varia também com a finalidade da via.

Além da rigidez dos trilhos, as características geométricas também possuem grande impacto, como as irregularidades e os defeitos nas rodas. Cada uma dessas características excita uma faixa de frequência, de modo geral as excitações de mais baixa frequência estão associadas ao veículo, enquanto aquelas de mais alta frequência estão diretamente relacionadas à roda, ao trilho e à via. Acrescenta-se que são estas últimas as principais responsáveis pela poluição sonora gerada pelo sistema.

As técnicas de modelagem incluem as soluções analíticas e os modelos destinados à simulação numérica. A principal vantagem dos primeiros é a possibilidade de obter boas respostas sem a necessidade de uma longa representação da via, além disso não se tem o problema da reflexão das ondas, comuns em modelos em elementos finitos, quando não são dotados de soluções em seu contorno. Entretanto desvantagens também podem ser atribuídas às soluções analíticas, em especial à deficiência na discretização da geometria, um exemplo é que apesar das soluções em vigas duplas (*double beams*) terem representado um avanço, tais modelos não incorporam as frequências associados a aparelhos de apoios, notadamente discretos. Portanto, vantagens surgem nos modelos numéricos tanto na descrição geométrica, o que inclui defeitos das rodas e rugosidade nos trilhos, quanto em uma maior aproximação aos graus de liberdade do veículo, usualmente descrito por meio de modelos multicorpos.

Conforme já sinalizado, uma desvantagem das soluções numéricas em elementos finitos é a necessidade da implementação de condições de contorno absorventes (*ABC – absorbing boundary condition*), no intento de evitar a reflexão de ondas no contorno do modelo. Entretanto, geralmente tais soluções só estão disponíveis para as análises realizadas no domínio do tempo, o que incorpora uma segunda desvantagem às soluções em elementos finitos: o alto custo computacional, que pode ser dirimido justamente com o emprego de análises no domínio da frequência. Portanto, de modo geral, há de se optar pelo controle de apenas uma entre estas duas desvantagens.

Uma alternativa à esta abordagem é a utilização de modelos híbridos, envolvendo elementos finitos (FE) e elementos de contorno (BE). Em uma metodologia desta natureza, aplica-se os elementos finitos na definição dos trilhos e edificações lindeiras, guardando os elementos de contorno para a descrição do solo. A principal dificuldade desta abordagem, como é possível supor, diz respeito ao acoplamento entre os elementos, sobretudo da edificação ao contínuo, representado por elementos de contorno. Diante disso, uma alternativa possível é a análise desacoplada entre os dois domínios (VILLOT, 2012).

Outro detalhe importante presente nas análises em elementos finitos diz respeito à faixa de frequências que se deseja avaliar, uma vez que as frequências captadas pelo modelo são uma função do elemento finito de menor dimensão no modelo.

Um dos objetivos para este conjunto de análises é o estudo de alternativas à atenuação das vibrações. Um exemplo de alternativa, útil às ferrovias, que pode ser diretamente aplicada ao solo são as barreiras de onda ou trincheiras. Como o próprio nome supõe, estas soluções consistem em escavações próximas à via férrea, que podem ser preenchidos com materiais de baixa densidade, o objetivo é que com esta implementação a reflexão das ondas seja incrementada. A determinação do comprimento da barreira é feita como uma função dos comprimentos de onda à refletir, mais especificamente, metade do comprimento de onda de Rayleigh.

Da mesma forma que as análises numéricas se prestam ao estudo das atenuações, eles também são úteis para evitar configurações que conduzam à amplificação do sistema. Conforme já mencionado, um dos fatores que podem amplificar os deslocamentos da estrutura é a velocidade do veículo, em especial quando esta se aproxima da velocidade crítica, definida como a velocidade de propagação da onda de Rayleigh no meio contínuo avaliado. Na medida em que a velocidade normalizada, ou seja, a razão entre a velocidade do veículo e a velocidade da onda de Rayleigh, se aproxima de 1,0, o deslocamento máximo do trilho pode ser multiplicado por três.

Em termos práticos, procura-se garantir que a velocidade normalizada não exceda os 0,7. Entretanto, ainda de acordo com Connolly et al. (2015) as questões relacionadas à velocidade crítica seguem como um campo ativo de investigações, uma vez que se conhece pouco a respeito do comportamento estrutural após esta velocidade. E, além do pequeno número de resultados, a dificuldade da construção do modelo, uma vez que tanto o solo, quanto o veículo possuem várias faixas de frequências de excitação, dificulta a análise da velocidade da crítica para cada sistema.

Por conta destas dificuldades é útil o destaque de uma solução já estabelecida. Utilizando o índice de plasticidade do solo, Jamiolkowski (1979) estabeleceu faixas para um coeficiente que correlaciona a velocidade da onda no solo ao seu módulo de elasticidade. Tal correlação permite a adoção de técnicas de melhoramento do solo no intuito de aumentar a sua rigidez, fazendo com que a velocidade crítica alcance os valores previamente desejados.

Em última análise, uma das principais ocupações de todos estes estudos é a garantia das condições de serviço e conforto em edificações próximas a tais sistemas de transporte. Muito embora, o papel desempenhado pelo solo neste cenário seja significativo, na medida em que ele

é eficaz na atenuação de algumas faixas de vibração, sobretudo naquelas de frequências mais altas, os modos de vibração mais significativos nas edificações estão situados abaixo dos 10 Hz. Desta forma, três situações merecem especial atenção: linhas subterrâneas de alta velocidade, bondes urbanos e tráfego de carga.

Ainda de acordo com estes autores, as simulações numéricas com carácter preditivo ainda são timidamente exploradas pelo estado da prática, para a qual as funções de transferência (*transfer functions*) ainda têm preponderância. Estas funções geralmente são derivadas de resultados experimentais, de modo que o trilho é submetido a um carregamento de impacto e a perturbação vertical transmitida é medida no meio do vão de edificações próximas.

Esta predileção pelas análises experimentais se justifica, de acordo com Connolly et al. (2015), na medida em que podem ser realizadas no exato local de instalação da via, desta forma as características do solo estarão bem descritas na avaliação, algo nem sempre possível em um modelo numérico. Além disso, o tempo dispendido na análise experimental poderá ser menor do que aquele necessário ao modelo numérico, tanto em função dos detalhes necessários à sua construção, quanto ao longo tempo de processamento, sobretudo quando se quer avaliar as incertezas atreladas ao modelo.

Por fim, tendo investigado o sistema da via permanente, o solo e as alternativas mitigadoras à vibração, restará as soluções implementadas diretamente às edificações lindeiras. Este se constitui como outro campo vasto para estudos cujo objetivo é o de alterar a frequência de resposta da estrutura, usualmente dotando-o de bases elásticas, ou aumentando a espessura dos pisos inferiores. O estudo destas soluções é complexo na medida em que existem vários fatores intervenientes como o amortecimento e a rigidez da estrutura e a resposta dinâmica do solo, que variará com a sua constituição e com a solução de fundação empregada.

4

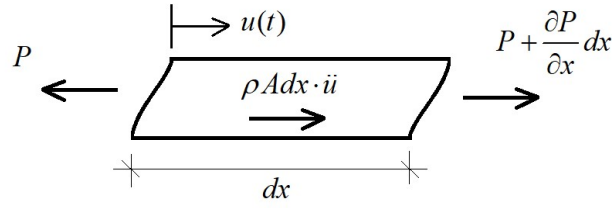
VIBRAÇÕES PROPAGADAS EM LINHAS FÉRREAS

Com o objetivo de reforçar o entendimento a respeito de algumas características relacionadas aos modelos numéricos empreendidos, nesta seção serão discutidos alguns dos pré-requisitos necessários para o entendimento da fenomenologia do problema de engenharia em tela. Portanto, inicialmente serão descritas algumas definições analíticas no tocante à teoria de propagação de ondas em um meio contínuo, para que na sequência também sejam expostos os principais conceitos envolvidos nas medições de campo, bem como os modelos empíricos de predição. Por último, serão resumidos alguns métodos de controle de vibração aplicáveis aos sistemas tratados.

4.1 ONDAS PROPAGADAS EM UM MEIO ELÁSTICO E CONTÍNUO

Para que se tenha sensibilidade sobre alguns parâmetros, inicialmente será discutida a solução de maior simplicidade, ou seja, aquela relacionada à vibração longitudinal de uma viga elástica e linear com seção transversal constante e invariável (A), estando desprezadas as parcelas de seu amortecimento. Destaca-se que nesta seção, bem como ao longo de todo este trabalho, estará sendo usada a notação newtoniana em representação das derivadas em relação ao tempo, ou seja, sendo u o deslocamento, \dot{u} e \ddot{u} são a velocidade e a aceleração, respectivamente.

Figura 4.1 – Forças agindo em um elemento infinitesimal de uma barra.



Fonte: Autor.

A Figura 4.1 representa um elemento infinitesimal extraído de uma barra onde só há solicitações na direção do deslocamento $u(t)$. Os esforços correspondem a uma força P , à força P acrescida de um infinitésimo de força, $(\partial P/\partial x)dx$, e da força de inércia mobilizada pelo movimento, isto é, o produto entre massa e aceleração: $m \cdot \ddot{u} = \rho A dx \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}$. Assim, é possível escrever a equação do equilíbrio dinâmico por meio da equação (4.1).

$$\left(P + \frac{\partial P}{\partial x} dx \right) - P = \rho A dx \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \quad (4.1)$$

Para que a equação de equilíbrio dinâmico assuma a forma comumente usada, equação (4.2), simplifica-se os termos comuns e reescreve-se a força P utilizando a Lei de Hooke, ou seja, $P = \sigma A = E \varepsilon A = AE \frac{\partial u}{\partial x}$.

$$\begin{aligned} AE \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} dx &= \rho A dx \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \\ \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} &= \frac{E}{\rho} \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \\ \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} &= c^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \end{aligned} \quad (4.2)$$

Portanto, fica definida a velocidade de propagação de uma onda longitudinal em um meio elástico unidirecional, equação (4.3), na qual ρ é a densidade do meio e E o seu módulo de elasticidade.

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (4.3)$$

Do exposto depreende-se que a velocidade de propagação de uma onda em um meio contínuo é definida a partir da equação de equilíbrio dinâmico deste meio, que para o caso de uma onda longitudinal em um meio unidirecional foi a equação (4.1) e para um meio sólido,

contínuo e isotrópico será a equação (4.4), na qual $\underline{\underline{\sigma}}^t$ é o tensor de tensões de Cauchy, \underline{b} o vetor das forças de corpo, $\underline{\underline{u}}$ o vetor das acelerações e $\nabla \cdot (\bullet)$ o operador divergente.

$$\nabla \cdot \underline{\underline{\sigma}}^t + \underline{b} = \rho \underline{\underline{u}} \quad \text{ou} \quad \text{Div}(\underline{\underline{\sigma}}^t) + \underline{b} = \rho \underline{\underline{u}} \quad (4.4)$$

Entretanto, assim como foi feito para a equação (4.1), é necessário que a equação (4.4) seja manipulada e reescrita em deslocamentos para que se obtenha a expressão comumente usada. Para que estes passos sejam feitos com maior clareza este texto fará uso da notação indicial.

A Lei de Hooke pode ser expressa pela equação (4.5) em notação indicial, na qual G representa o módulo de elasticidade transversal, λ o coeficiente de Lamé, σ_{ij} e ε_{ij} os termos do tensor de tensões e de deformações, respectivamente, e δ_{ij} o delta de Dirac. Recobra-se que, nesta notação, índices repetidos indicam soma, deste modo ε_{kk} representa o traço do tensor de deformações.

$$\sigma_{ij} = 2G\varepsilon_{ij} + \lambda\varepsilon_{kk}\delta_{ij} \quad (4.5)$$

E, a relação deslocamento/deformação é definida pela expressão (4.6) para regime linear de pequenos deslocamentos e pequenas deformações.

$$\varepsilon_{ij} = \frac{u_{i,j} + u_{j,i}}{2} \quad (4.6)$$

Substituindo a equação (4.6) na equação (4.5):

$$\begin{aligned} \sigma_{ij} &= 2G\varepsilon_{ij} + \lambda\varepsilon_{kk}\delta_{ij} \\ \sigma_{ij} &= 2G\left(\frac{u_{i,j} + u_{j,i}}{2}\right) + \lambda\left(\frac{u_{k,k} + u_{k,k}}{2}\right)\delta_{ij} \\ \sigma_{ij} &= G(u_{i,j} + u_{j,i}) + \lambda(u_{k,k})\delta_{ij} \end{aligned} \quad (4.7)$$

Aplica-se o divergente à equação (4.7), no intuito de se obter forças de volume, para que ela possa ser substituída na equação de equilíbrio (4.4):

$$\begin{aligned} \sigma_{ij,i} &= \sigma_{ji,i} = G(u_{i,ij} + u_{j,ii}) + \lambda u_{k,ki}\delta_{ij} \\ &= G(u_{i,ij} + u_{j,ii}) + \lambda u_{k,kj} \\ &= G(u_{i,ij} + u_{j,ii}) + \lambda u_{i,ij} \end{aligned} \quad (4.8)$$

Assim, substituindo a equação (4.8) à equação (4.4) obtêm-se a equação (4.9), que é equação de equilíbrio escrita em deslocamentos.

$$\begin{aligned}
\nabla \cdot \underline{\underline{\sigma}}' + \underline{b} &= \rho \ddot{\underline{u}} \\
\sigma_{ji,i} + b_j &= \rho \ddot{u}_j \\
G(u_{i,ij} + u_{j,ii}) + \lambda u_{i,ij} + b_j &= \rho \ddot{u}_j
\end{aligned} \tag{4.9}$$

É possível simplificar a expressão a cima para a forma da equação (4.10) a partir da manipulação das notações indiciais, sabendo que $u_{i,i} = \nabla \cdot \underline{u} = \text{Grad}(\underline{u})$ e $u_{j,ii} = \nabla^2 \underline{u} = \text{Div}(\text{Grad}(\underline{u}))$, em que $\nabla^2(\bullet)$ é o operador Laplaciano.

$$\begin{aligned}
(G + \lambda)\text{Grad}(\text{Div}(\underline{u})) + G\nabla^2 \underline{u} + \underline{b} &= \rho \ddot{\underline{u}} \\
\text{ou} \\
(G + \lambda)\nabla(\nabla \cdot (\underline{u})) + G\nabla^2 \underline{u} + \underline{b} &= \rho \ddot{\underline{u}}
\end{aligned} \tag{4.10}$$

O próximo passo dessa demonstração é a determinação das velocidades das ondas longitudinais ou *primary waves* (*P-waves*), equação (4.11), e transversais ou *secondary waves* (*S-waves*), equação (4.12). Desta forma, nas deduções seguintes as forças de corpo (\underline{b}) serão negligenciadas.

$$c_p = \sqrt{\frac{\lambda + 2G}{\rho}} \tag{4.11}$$

$$c_s = \sqrt{\frac{G}{\rho}} \tag{4.12}$$

Para que a velocidade das ondas dilatacionais sejam evidenciadas dentro da equação (4.10), será definida a dilatação do material como $\Delta = \nabla \cdot \underline{u}$. Assim, aplicado o divergente aos dois lados da equação e utilizando-se das propriedades de produto ($\nabla \cdot \nabla = \nabla^2$) e comutação ($\nabla \cdot (\nabla^2 \underline{u}) = \nabla^2 (\nabla \cdot \underline{u})$) é possível proceder o encadeamento de operações que está demonstrado em (4.13).

$$\begin{aligned}
(\lambda + G)\nabla \cdot (\nabla \nabla \cdot \underline{u}) + G\nabla \cdot (\nabla^2 \underline{u}) &= \rho \nabla \cdot \ddot{\underline{u}} \\
(\lambda + G)\nabla \cdot (\nabla \nabla \cdot \underline{u}) + G\nabla^2 (\nabla \cdot \underline{u}) &= \rho \nabla \cdot \ddot{\underline{u}} \\
(\lambda + G)\nabla \cdot (\nabla \Delta) + G\nabla^2 \Delta &= \rho \ddot{\Delta} \\
(\lambda + G)\nabla^2 \Delta + G\nabla^2 \Delta &= \rho \frac{\partial^2 \Delta}{\partial t^2} \\
(\lambda + 2G)\nabla^2 (\Delta) &= \rho \frac{\partial^2 \Delta}{\partial t^2} \\
\nabla^2 \Delta &= \frac{\rho}{\underbrace{(\lambda + 2G)}_{1/c_p^2}} \frac{\partial^2 \Delta}{\partial t^2} \\
\nabla^2 \Delta &= \frac{1}{c_p^2} \frac{\partial^2 \Delta}{\partial t^2}
\end{aligned} \tag{4.13}$$

Para a determinação da velocidade das ondas rotacionais, o vetor de rotação $\underline{\omega} = \nabla \wedge \underline{u} / 2$ será definido. Portanto, sabendo que o rotacional do gradiente de um escalar é igual a zero, será aplicado o rotacional aos dois lados da equação (4.10) para que o encadeamento de operações abaixo demonstrado seja possível:

$$\begin{aligned}
(G + \lambda)\nabla(\nabla \cdot (\underline{u})) + G\nabla^2 \underline{u} &= \rho \nabla \wedge \ddot{\underline{u}} \\
(G + \lambda)\nabla \wedge \nabla(\nabla \cdot (\underline{u})) + G\nabla \wedge \nabla^2 \underline{u} &= \rho \nabla \wedge \ddot{\underline{u}} \\
G\nabla^2 \underline{\omega} &= \rho \ddot{\underline{\omega}} \\
G\nabla^2 \underline{\omega} &= \rho \frac{\partial^2 \underline{\omega}}{\partial t^2} \\
\nabla^2 \underline{\omega} &= \frac{\rho}{\underbrace{G}_{1/c_s^2}} \frac{\partial^2 \underline{\omega}}{\partial t^2} \\
\nabla^2 \underline{\omega} &= \frac{1}{c_s^2} \frac{\partial^2 \underline{\omega}}{\partial t^2}
\end{aligned} \tag{4.14}$$

Desta forma, as velocidades das ondas longitudinais (c_p) e transversais (c_s) ficam matematicamente definidas tendo ficado demonstrado que são ondas que se propagam através de um meio elástico, de comportamento linear, contínuo e homogêneo. Além disso, conforme se pode depreender das equações (4.11) e (4.12), as ondas longitudinais se propagam em velocidade superior às transversais.

Ainda há um terceiro tipo de onda a ser destacada, estas são as ondas de Rayleigh (*R-waves*). Tais ondas se propagam especialmente pela superfície, de modo que a sua intensidade cai rapidamente com a profundidade. Esta característica das ondas de Rayleigh faz com que

elas também sejam chamadas de ondas de superfície (*surface waves*), em contraste com as ondas longitudinais e transversais que em função da sua melhor propagação através do meio contínuo recebem a alcunha de ondas de corpo (*body waves*). Destaca-se que, em se tratando de vibrações geradas por sistemas metroviários, as ondas de corpo são as mais importantes na propagação da energia ao longo do solo.

Por fim, a velocidade das *R-waves* pode ser determinada como uma fração da velocidade das ondas transversais, conforme indicado na equação (4.15).

$$c_R = \left(\frac{0,87 + 1,12\nu}{1 + \nu} \right) c_s \quad (4.15)$$

4.2 MEDIÇÕES DE CAMPO E TRATAMENTO DE SINAIS

Melke e Kramer (1983) dividem as investigações com vistas à previsão da propagação de ondas geradas por vias férreas em três categoriais: (i) modelos empíricos, (ii) modelos analíticos e numéricos e (iii) diagnóstico por medições.

Os modelos empíricos são aqueles que, baseados em um número substancial de medições, tendo abrangido inúmeras combinações de vias, solo e edificações adjacentes, são produzidos a partir de análises estatísticas, que possibilitam a sua extrapolação para a predição de vibração em novos sistemas.

Já os modelos analíticos e numéricos propõem simplificações para a fonte, caminho e receptor das vibrações no intuito de desenvolver soluções exatas ou aproximadas à predição do problema. Entretanto, além da dificuldade na obtenção de uma solução fechada, a subdivisão do problema em sub-modelos e a dificuldade em determinar os parâmetros físicos específicos de uma instalação pode prejudicar a qualidade destes modelos de predição.

Por último, estes autores destacam o diagnóstico por medições, isto é, faz-se investigações experimentais no local em que o problema será tratado. Este método também possui dificuldades, sobretudo no tocante ao controle e aos cuidados na campanha experimental.

Portanto, quando se trata das medições de campo, as três metodologias resumidas por Melke e Kramer (1983) demandam de seus resultados. No primeiro caso, um vasto levantamento experimental deve ser feito para a construção da base de dados às análises estatísticas. Para os modelos analíticos e numéricos, serão as medições de campo as responsáveis por fornecer seus parâmetros físicos. Por fim, as medições de campo em si mesmas já podem se constituir como uma ferramenta aos diagnósticos específicos para uma instalação.

O que se entende como resposta dinâmica de um sistema são os seus deslocamentos, velocidades e acelerações, portanto, são estes os três parâmetros colhidos pelos sensores em uma análise experimental. De acordo com Costa (2017) alguns destes parâmetros podem ser mais apropriados para determinados problemas, de modo que para vibrações de baixa frequência a medição em deslocamentos fornece dados mais precisos, da mesma maneira que para altas e médias frequências a aceleração e a velocidade fornecem melhores resultados, respectivamente.

Não obstante aos três parâmetros supracitados, os sensores que medem aceleração, isto é, os acelerômetros, são os mais utilizados. E, dentre estes, os mais populares são os acelerômetros piezoelétricos, constituídos de um cristal piezoelétrico e uma pequena massa, revestidos por uma caixa metálica. Materiais piezoelétricos são capazes de gerar cargas elétricas quando submetidos a variações de tensão e choques mecânicos. Assim, quando o sensor é submetido ao movimento, as tensões atuantes no cristal piezoelétrico variam de modo que a energia cinética é convertida por este cristal em corrente elétrica.

Ademais, para que o sinal colhido seja melhor interpretado foram desenvolvidos analisadores de espectro, estes são dispositivos responsáveis por separar a energia do sinal em diferentes bandas de frequência. Estas bandas, para o problema desta pesquisa, em geral são faixas de oitava ou faixas de 1/3 de oitava, além disso é comum que a velocidade ou aceleração medida seja convertida em decibel. Desta forma é salutar a explanação sobre duas definições:

- a) O decibel (dB) é uma medida, sempre baseada em um valor de referência, capaz de representar quantidades em uma escala logarítmica. Tem-se a definição de decibéis de potência, de velocidade, de aceleração, por exemplo. Conforme registrado por Nepomuceno (1977) esta medida é utilizada em avaliações acústicas e de vibração, pois guarda uma relação semelhante à escala de sensibilidade humana. Em linhas gerais uma quantidade em dB pode ser definida de acordo com a equação (4.16), na qual A é um inteiro, que varia de acordo com a definição adotada (usualmente igual a 10 ou 20) e X e X_{ref} representam o valor que se quer converter para a escala em dB e o valor de referência desta escala, respectivamente.

$$\text{Quantidade em dB} = A \cdot \log_{10} \left(\frac{X}{X_{ref}} \right) \quad (4.16)$$

- b) Uma oitava é o intervalo compreendido entre duas frequências, desde que a razão entre estas duas seja igual a 2. Desta forma é possível que duas frequências (f_2 e f_1) estejam separadas por mais do que uma oitava, matematicamente isto pode ser

escrito como indicado na equação (4.17), em que N representa o número de oitavas que separam estas duas frequências.

$$\frac{f_2}{f_1} = 2^N \quad (4.17)$$

Portando, invertendo a equação (4.17) é possível dizer quantas oitavas separam duas frequências:

$$N = \log_2 \frac{f_2}{f_1} \quad (4.18)$$

Destaca-se que N pode ser um número inteiro ou uma fração, desta forma quando N for igual a $1/3$ se está referindo a um intervalo de $1/3$ de oitava.

Por último, há de se acrescentar que, no contexto desta pesquisa, quando se faz referência a uma grandeza descrita em bandas de $1/3$ de oitava, as frequências centrais de cada banda estão em acordo aquelas explicitadas na Tabela 7.1.

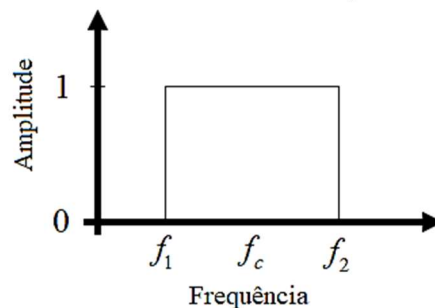
Então, uma vez que o sinal é colhido passa por um filtro passa-faixa (*band-pass*), estes filtros permitem apenas a passagem de uma determinada faixa de frequência, atenuando ou descartando todas as demais. Existem dois tipos de filtros, os de largura de faixa percentual constante (filtros de $1/3$ de oitava, por exemplo) e os de faixa constante. Assim, supondo filtros cujos limites de frequência inferior e superior sejam dados por f_1 e f_2 , e a frequência central seja denotada por $f_c = \sqrt{f_1 f_2}$, entende-se por filtros de faixa percentual constante aqueles cujos intervalos respeitam à equação (4.19) e filtros de faixa constante aqueles para os quais os intervalos atentem à equação (4.20).

$$\frac{f_2 - f_1}{f_c} = \text{Constante} \quad (4.19)$$

$$f_2 - f_1 = \text{Constante} \quad (4.20)$$

A Figura 4.2 ilustra a representação teórica de um filtro *band-pass*.

Figura 4.2 – Ilustração de um filtro de passa-faixa teórico.

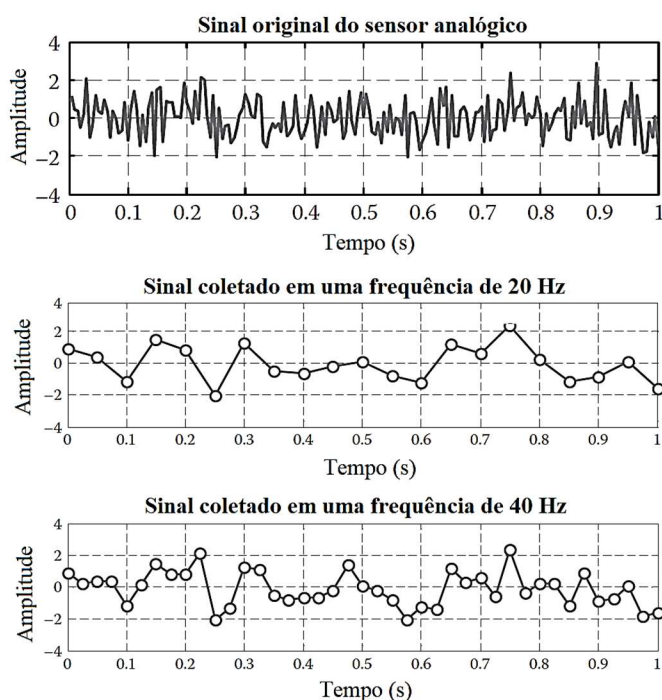


Diante disso, para que a resposta dinâmica seja interpretada através de bandas de 1/3 de oitava o analisador fará uma superposição de um conjunto de filtros, cada um deles possuindo uma das frequências centrais normalizadas, como resultado se obtém um espectro com todas as bandas de interesse. Uma característica desta filtragem, que está relacionada ao fato de tratarmos de um filtro em faixa percentual constante, é que o seu nível de resolução vai diminuindo na medida em que se avalia frequências mais elevadas, uma vez que o intervalo da faixa aumenta.

Um detalhe importante no processo de aquisição dos dados diz respeito à frequência ou taxa de aquisição (f_{samp} – *sampling frequency*). Sabe-se que o sinal medido é analógico e, portanto, contínuo, e como os dados computacionalmente colhidos devem ser discretos há de se fixar uma taxa de amostras colhidas por unidade de tempo. Desta forma, tomando o exemplo de que a cada 0,05 s um dado é registrado, tem-se $f_{\text{samp}} = 20$ amostras/segundo = 20 Hz.

A esta conversão, de um sinal analógico em digital, dá-se o nome de *analogue-to-digital conversion* (ADC). Em consequência desta conversão, é natural que exista diferenças entre os sinais capturados da estrutura e o armazenado em função da taxa de aquisição adotada. A Figura 4.3 ilustra qualitativamente deste problema.

Figura 4.3 – Diferentes taxas de amostragem para um mesmo sinal analógico.



Fonte: adaptado de Sinha (2014).

Um caso particular deste problema ocorre quando a frequência de aquisição e frequência da vibração medida são iguais. Esta igualdade significa que o período da onda, isto é, o intervalo

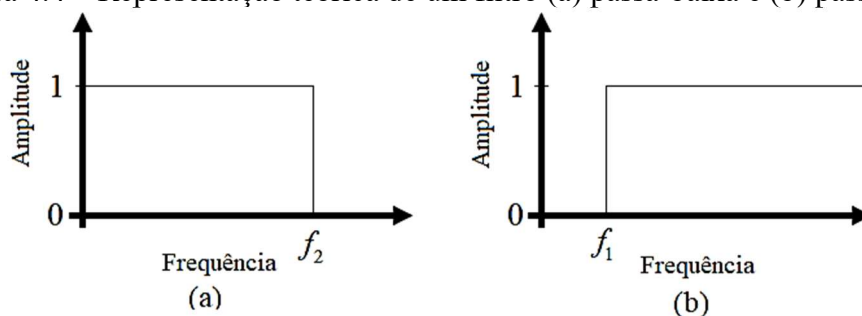
de tempo para que um ponto vibrante percorra um ciclo completo, é o mesmo intervalo de tempo entre pontos amostrados. Em consequência disso, todas as vezes que um novo ponto for amostrado, a amplitude será a mesma, de modo que não será identificada nenhuma vibração no sistema.

Desta forma, o intervalo de tempo entre medições deve ser de pelo menos a metade do período da onda, ou, em outras palavras, que a frequência de aquisição seja ao menos o dobro da frequência da fonte, para que assim sejam registradas ao menos a amplitude máxima e mínima da vibração.

Este conceito é formalizado e também conhecido como Frequência de Nyquist (ou Regra de Nyquist), pois sabe-se que o sinal reconstruído possui uma frequência (f_q) que é sempre a metade da frequência de aquisição, ou seja, $f_q = f_{\text{samp}}/2$, em que f_q é a frequência de Nyquist. Outras questões, relacionadas à aplicação prática, podem ser acrescentadas a este desenvolvimento teórico, pois, conforme sinalizado por Sinha (2014), é preferível adotar uma frequência de aquisição 2,56 vezes superior à frequência do sinal que se quer medir, para que posteriormente o sinal seja filtrado, excluindo as frequências acima da frequência de Nyquist.

Neste ponto é útil retomar a definição de outros dois filtros, complementares ao filtro de passa-faixa: filtro de passa-baixa (*low-pass*) e filtro de passa-alta (*high-pass*). Conforme sugerido pelos seus títulos, o primeiro permite que apenas frequências abaixo de determinado valor sejam registradas, enquanto o último admite o registro apenas das frequências acima da frequência estipulada. A Figura 4.4 ilustra esquematicamente estes dois filtros.

Figura 4.4 – Representação teórica de um filtro (a) passa-baixa e (b) passa-alta.



Fonte: Autor.

Assim, antes que os valores sejam transferidos do domínio do tempo para o domínio da frequência, ainda que a frequência de aquisição seja superior ao dobro da frequência de interesse, um filtro de passa-baixa é usado com o intuito de restringir as operações seguintes à faixa de frequência de interesse. Para esclarecimento destas próximas operações, é útil uma

breve elucidação a respeito da série de Fourier, bem como da técnica de FFT (*Fast Fourier Transform*).

A série de Fourier é o somatório de uma série infinita de funções harmônicas, a partir do qual é possível representar outras funções e, portanto, outros sinais. A expressão (4.21) indica a lei de formação da série de Fourier enquanto as equações (4.22), os seus parâmetros de entrada.

$$y(t) = a_0 + \sum_{k=1}^{\infty} A_k \operatorname{sen}\left(\frac{2\pi k}{T} t\right) + \phi_k \quad (4.21)$$

$$\begin{aligned} a_0 &= \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} y(t) dt \\ a_k &= \frac{2}{T} \int_{-T/2}^{T/2} y(t) \cos\left(\frac{2\pi k}{T} t\right) dt \\ b_k &= \frac{2}{T} \int_{-T/2}^{T/2} y(t) \operatorname{sen}\left(\frac{2\pi k}{T} t\right) dt \\ A_k &= \sqrt{a_k^2 + b_k^2} \\ \phi_k &= \operatorname{arctag}\left(\frac{b_k}{a_k}\right) \end{aligned} \quad (4.22)$$

Desta forma, qualquer função $y(t)$ pode ser representada pela série de Fourier. E, mais do que isso, utilizando de notações complexas a expressão (4.21) pode ser reescrita no domínio da frequência, a partir da equação (4.23), em que $j = \sqrt{-1}$.

$$Y\left(\frac{k}{T}\right) = Y(kf) = A_k e^{j\phi_k} \quad (4.23)$$

Entretanto, tais definições partem do pressuposto que todos os parâmetros do sinal são conhecidos, em especial o seu período e a sua descrição matemática por meio de função de $y(t)$. Esta condição não será verdadeira para as aquisições de campo, pois além da dificuldade em se ajustar uma função aos dados colhidos, o período será de difícil definição, pois os dados virão contaminados com ruídos de fundo e, naturalmente, o que se tem é um conjunto discreto e finito de pontos amostrados.

Assim sendo, algumas simplificações são assumidas para que as operações se deem sobre um conjunto discreto e finito de pontos, e a Transformada de Fourier (FT) passa a ser chamada de Transformada Rápida de Fourier (FFT). Nesta transformada é definido um período artificial ou pseudo-período (T), que também serve para a definição de uma frequência arbitrária

($df = 1/T$) e se estipula que todos estes valores de df serão iguais ou inferiores à frequência de Nyquist. E, a expressão (4.23) também passa a ser substituída pela (4.24).

$$Y(kdf) = \frac{2}{N} \sum_{p=1}^N y(t_p) e^{-j \frac{2\pi(p-1)k}{N}}$$

$$k = 0, 1, 2, \dots, (N/2 - 1)$$

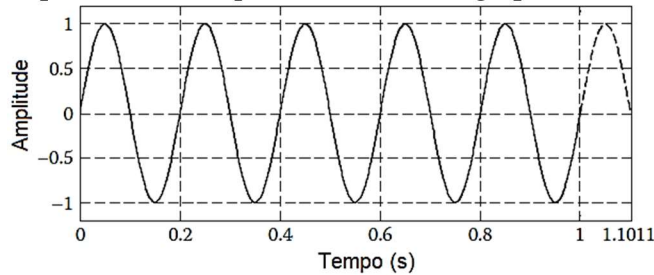
$$p = 1, 2, \dots, N$$
(4.24)

Nesta expressão $Y(kdf)=Y(f_k)$ é a transformada de Fourier na frequência f_k , e $y(t_p)$ é a amplitude do sinal no tempo $t_p = (p-1)dt$, $dt = \Delta t = 1/f_{\text{samp}}$. O N representa o número de pontos que foi colhido e é uma escolha que diz respeito ao usuário, devendo apenas ser sempre igual a 2^x , sendo x um número inteiro. Este número de pontos colhidos é de grande importância, pois é a partir dele que será calculado o pseudo-período ($T = Ndt$), sobre o qual é definida a df . É necessária a advertência de que, caso o valor de N não seja suficiente, o espectro do sinal será prejudicado, de modo que as frequências naturais e as amplitudes a ela relacionadas não poderão ser bem identificadas.

Há um problema associado a esta discretização (N) a qual se dá o nome de *leakage* (derramamento). Como o próprio nome supõe, este problema surge quando $N\Delta t$ ultrapassa o tempo total no qual o sinal realmente existe. Tal problema sempre estará presente quando Δt não for coincidente ou múltiplo do seu período.

Para ilustrar este fenômeno aqui será feita a mesma aplicação proposta por Sinha (2014). Este exemplo é dado a partir de um sinal cuja frequência vale 5 Hz ($T = 0,2$ s), supondo que a aquisição deste sinal foi realizada com $f_{\text{samp}} = 930$ Hz e tendo sido colhidos um número de pontos $N = 1024$, então o passo de tempo entre os pontos amostrados é $\Delta t = 1/930 = 0,001075$ s enquanto o tempo total de amostragem teria sido $N\Delta t = 1,1011$ s, ao invés de 1,0 s. Este sinal extra situado entre 1,0 e 1,1011 s é indicado por linhas tracejadas na Figura 4.5.

Figura 4.5 – Representação esquemática do *leakage* para uma onda senoidal.

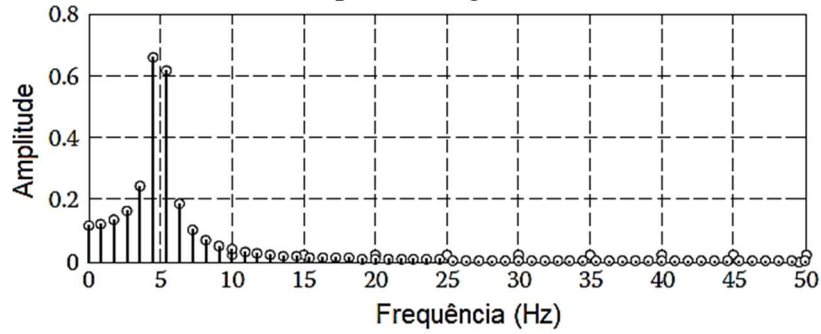


Fonte: adaptado de Sinha (2014)

Em função do *leakage*, ao aplicar a FFT, ao invés de ser visualizado um único pico na frequência de 5 Hz, é notada uma alteração nas frequências adjacentes à frequência de

ressonância, conforme indicado na Figura 4.6. Este problema é superado com a aplicação das funções de janela (w_p - *window functions*).

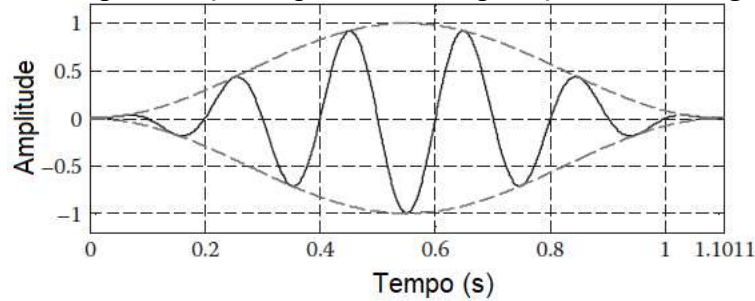
Figura 4.6 – Erro associado à determinação da frequência natural do sinal provocado pelo *leakage*.



Fonte: adaptado de Sinha (2014).

Conforme Costa (2017) as *window functions* resolvem o problema do *leakage* na medida em que definem que a amplitude do sinal no início e no final da amostra sejam nulas. Existem diversas funções dessa natureza, a exemplo da *Hanning window*, *Gaussian window* e *Hamming window*. O resultado da aplicação da *Hanning window* ao sinal representado na Figura 4.5 está ilustrado na Figura 4.7.

Figura 4.7 – Representação esquemática da aplicação do *Hanning window*.



Fonte: adaptado de Sinha (2014).

Acrescenta-se que a aplicação de uma função de janela faz com que alterações necessitem de ser feitas no cálculo da FFT, desta forma, a aplicação da equação (4.24) deve ser substituída pela expressão (4.25).

$$Y(kdf) = \frac{1}{C_w} \sum_{p=1}^N y_{w,p} e^{-j \frac{2\pi(p-1)k}{N}}$$

$$C_w = \frac{\sqrt{\sum_{p=1}^N w_p^2}}{\sum_{p=1}^N w_p / N} \quad (4.25)$$

Tendo sido feito todos os tratamentos anteriormente destacados, o que se terá é um espectro da vibração, ou seja, o sinal transportado para o domínio das frequências. Neste ponto alguns valores característicos podem se sobressair, caracterizando frequências ressonantes do sistema.

As análises no domínio da frequência são úteis aos estudos metroviários na medida em que podem identificar excitações provocadas pelas suas características geométricas. A primeira destas frequências ressonantes pode corresponder à frequência natural do túnel/solo, e a segunda à periodicidade dos dormentes (f_s – *sleeper passing frequency*), dada pela equação (4.26) na qual v é a velocidade do trem e l_s a distância entre dormentes.

$$f_s = \frac{v}{l_s} \quad (4.26)$$

Naturalmente em vias sobre lajes flutuantes o segundo pico em um espectro de frequências não corresponderá à f_s , entretanto poderá ser a frequência atrelada à distância entre as rodas (f_a – *wheel passing frequency*), dada pela equação (4.27), em que l_a é a distância entre rodas. Além dessas ainda há a frequências característica (f_c), definida pela equação (4.28) em que L é a distância entre os centroides de dois carros adjacentes (MELKE e KRAEMER, (1983); HECLK et al. (1996); YANG et al. (2019)).

$$f_a = \frac{v}{l_a} \quad (4.27)$$

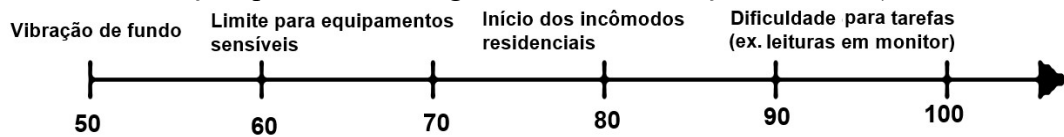
$$f_c = \frac{v}{L} \quad (4.28)$$

Portanto, a avaliação da resposta dinâmica no domínio da frequência de uma campanha experimental poderá fornecer estes três picos de frequência. Contudo, assim como a frequência associada aos dormentes é restrita às tipologias dotadas deste elemento estrutural, também é possível que para os veículos em que a distância entre as rodas não é constante a amplitude associada à f_a também tenha sua importância diminuída. Ademais, outras frequências também poderão se destacar no espectro, a exemplo das juntas em trilhos não soldados ou do primeiro modo de flexão dos eixos (KRYLOV e FERGUNSON, (1994)).

Assim, é possível afirmar que parte da vibração captada em uma campanha experimental é determinística e diz respeito à geometria do modelo, enquanto uma outra parte é formada de componentes aleatórios, variando com as características geotécnicas e de qualidade da via, por exemplo.

Outro tratamento também comum aos dados experimentais, uma vez que se deseja definir níveis de conforto a partir deles, é o cálculo do nível global de vibração. Tal nível é medido em dBV. Para a definição desta grandeza tanto a Federal Transit Administration (FTA), quanto a Companhia do Metropolitano de São Paulo (CMSP) adotam a referência de 10^{-6} in/s (polegadas/segundo), ou seja, $25,4 \times 10^{-6}$ mm/s. Para que se tenha sensibilidade quanto aos valores desta escala, a Figura 4.8 ilustra alguns níveis de vibração e o impacto gerado por eles.

Figura 4.8 – Avaliação qualitativa de alguns níveis de vibração em dBV (ref. $25,4 \times 10^{-6}$ mm/s).



Fonte: Autor.

No contexto do presente trabalho, a avaliação dos níveis de vibração usará a mesma referência da CMSP, e serão obtidos por meio das equações (4.29). Nas quais L_j é o nível de vibração, que é o *RMS* (*root mean square*) calculado sobre o espectro de velocidades filtrado para cada banda de 1/3 de oitava, e L_{global} o nível global de vibração.

$$L_j = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N v_i^2}$$

$$L_j = 20 \cdot \log_{10} \left(\frac{L_j}{v_{ref}} \right) \quad v_{ref} = 25,4 \cdot 10^{-9} \text{ m/s} \quad (4.29)$$

$$L_{global} = 10 \cdot \log_{10} \left(\sum_{j=1}^{N^o \text{ Bandas}} 10^{L_j/10} \right)$$

Portanto, há de se ter em mente que os níveis de vibração (L_j) variam para cada frequência central de um intervalo de banda de 1/3 de oitava, enquanto que o nível global de vibração (L_{global}) corresponde à soma em decibéis dos níveis de vibração de todas as bandas de 1/3 de oitava. Esta distinção deve estar clara para a correta interpretação dos resultados apresentados no capítulo 7.

Assim, quando se quer avaliar o comportamento do sistema em determinadas frequências, o estudo do espectro de vibração e, portanto, dos valores do L_j , é salutar. Entretanto, para análises de aceitabilidade quanto ao conforto ambiental, a determinação do L_{global} é suficiente.

Conforme sinalizado no Transit Noise And Vibration Impact Assessment (2016), os dados de interesse para o cálculo dos níveis de vibração (L_j) se referem às velocidades verticais,

na medida em que as componentes paralelas ao solo possuem pouca contribuição no nível global de vibração (L_{global}), quando comparadas a elas.

A forma como os acelerômetros são instalados pode modificar os resultados colhidos, entretanto, de acordo com o mesmo manual, isto não é crítico para as frequências de interesse destas análises, uma vez que estão situadas abaixo dos 200 Hz.

Para todos os efeitos, cera de abelha e epóxi de secagem rápida são boas alternativas de fixação para os transdutores, quando se a tratar de superfícies lisas. Para superfícies ásperas, como a em concreto ou rocha, recomenda-se o uso de pequenas bases de alumínio fazendo a ligação entre o acelerômetro e a superfície de fixação.

Além dos cuidados sobre a forma como os dados serão colhidos, também há de se escolher locais estratégicos. Em se tratando de edificações, estes locais devem ser no meio dos vãos das lajes, uma vez que nestes pontos tem-se as amplitudes máximas. Nas medições próximas aos trilhos também devem ser escolhidos locais estratégicos, em especial nas regiões em que foram identificados maiores desgastes ou juntas de trilho.

O tempo de aquisição dos dados também é importante, de modo que a Federal Transportation Association recomenda que para uma avaliação da vibração do ambiente deve-se dispor de 10 a 30 minutos de medição. Já para avaliações específicas, a medição dentro do intervalo em que o evento ocorreu, a exemplo da passagem de um trem, é suficiente.

Assim, esta seção resumiu os principais aspectos relacionados à aquisição de sinais voltada para o problema ao qual este trabalho se dedica, dando enfoque na conversão analógica-digital, na transformação do sinal para o domínio do tempo e no cálculo do nível global de vibração.

4.3 REVISÃO DE MODELOS DE PREDIÇÃO EMPÍRICA

Conforme discussão anterior, Yang e Hung (2009) destacam a lacuna que ainda existe na compreensão de todos os fatores que intervêm na geração e na propagação de ondas emitidas por transportes ferroviários. Desta forma, a definição de modelos numéricos que sejam capazes de descrever o comportamento do solo como meio de propagação de ondas mecânicas não é uma tarefa trivial. Em função disso, nesta seção serão discutidos alguns modelos de previsão baseados em amostragens experimentais e tratamentos estatísticos, os primeiros modelos serão chamados de “clássicos” em função da sua repercussão até em trabalhos recentes e o segundo

grupo será composto das três aproximações propostas pela Federal Transportation Association (FTA).

4.3.1 MODELOS CLÁSSICOS

O primeiro modelo aqui tratado que investigou a atenuação ao longo do solo para uma vibração emitida por um sistema de metrô foi aquele proposto por Ungar e Bender (1975) e que está reproduzido em Kurzweil (1979). Este modelo denota a atenuação ao longo do solo por C_g , equação (4.30), sendo esta função de cinco parâmetros, a saber: distância do centro do túnel à sua parede externa (R_o), distância da parede externa do túnel ao ponto de interesse (X), frequência de vibração avaliada (f), fator de perda do solo (η – *loss factor*) e velocidade da onda do solo (c).

$$C_g = 10 \cdot \log \left\{ \frac{R_o + X}{R_o} \right\} + 10 \cdot \log e^{\left(\frac{2\pi f \cdot X \cdot \eta}{c} \right)} \quad (4.30)$$

Esta equação está dividida em duas parcelas, a primeira lida com a chamada “atenuação geométrica”, para a qual a distância entre a fonte e o ponto avaliado é a variável preponderante na atenuação, e a segunda, denominada “atenuação do material” corresponde diretamente ao amortecimento, ou seja, à dissipação de energia da onda ao propagar-se através do meio.

Para a manipulação deste modelo, alguns dados devem ser extraídos da sua própria geometria, como é o caso das cotas relacionadas ao túnel e ao ponto em que se quer investigar o nível de vibração atenuado. Outras características mais relacionadas ao solo, podem ser retiradas da literatura. A Tabela 4.1 apresenta alguns dos dados disponibilizados por Trochides (1991).

Tabela 4.1 – Valores representativos para a velocidade da onda longitudinal no solo (c_p) e seu fator de perda (η – *loss factor*)

	c_p (m/s)	η
Rocha	3.500	0,01
Areia e cascalho	610	0,1
Argila e solo argiloso	1.490	0,1 ~ 0,5

Fonte: adaptado de Trochides (1991).

O segundo modelo aqui abordado foi descrito por Kurzweil (1979), que já adverte que tais simplificações podem incorrer em erros de até 15 dB para alguma banda de oitava em função das aproximações intrínsecas dos modelos preditivos. O autor também sublinha que ainda que as características do solo sejam as mesmas e o sistema metroviário definido, no

contexto de uma análise de conforto acústico, o porte da edificação lindeira e o seu tipo de fundação irá impactar no nível de vibração, tendo dado destaque para a maior propensão à vibração de edificações leves e com fundações em laje (radier).

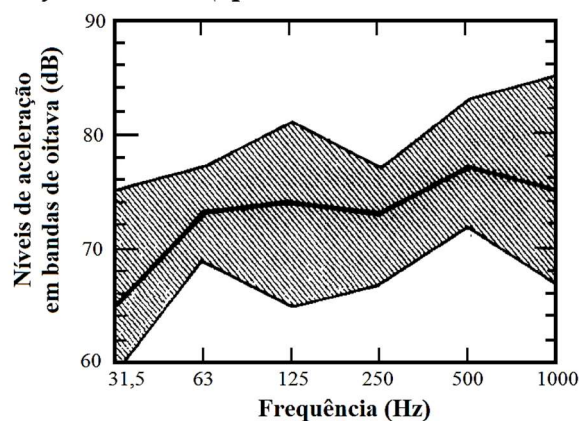
Inicialmente Kurzweil (1979) define que o nível de vibração será analisado a partir do nível de aceleração (L_a), por meio da equação (4.31). E estabelece, através da equação (4.32), que o nível de vibração medido em um cômodo de uma edificação ($L_a(\text{cômodo})$) é igual ao nível de vibração em uma parede do túnel ($L_a(\text{túnel})$) subtraído das atenuações do solo (C_g), do acoplamento entre solo e edificação (C_{gb}) e da própria edificação (C_b).

$$L_a = 20 \cdot \log \left(\frac{RMS \text{ de uma banda de oitava}}{10^{-6} m/s^2} \right) \quad (4.31)$$

$$L_a(\text{cômodo}) = L_a(\text{túnel}) - C_g - C_{gb} - C_b \quad (4.32)$$

Assim, deve-se definir o nível de vibração para cada uma das parcelas da equação (4.32). Para o nível de vibração na parede do túnel, o autor propõe a consulta ao diagrama da Figura 4.9, entretanto algumas limitações existirão, visto que o diagrama foi construído para um veículo viajando em uma velocidade de 60 km/h. Além disso, apenas duas soluções foram variadas, a primeira com via em lastro (valores mais brandos no espectro do diagrama) e a segunda por fixação direta (valores mais elevados no espectro do diagrama), sem a presença de lajes flutuantes.

Figura 4.9 - Níveis de vibração na parede de túneis de vias em lastro e de fixação direta (sem lajes flutuantes) para veículos em 60 km/h

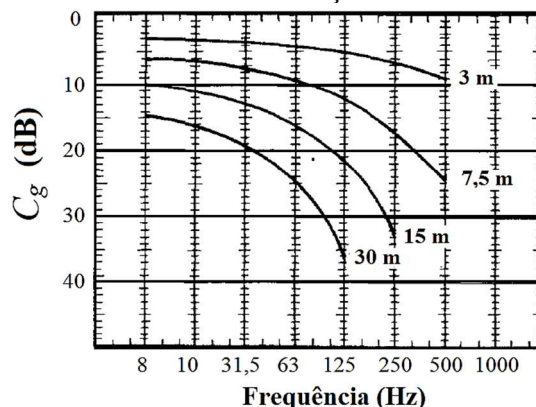


Fonte: adaptado de Kurzweil (1979).

Para a atenuação proporcionada pelo solo, Kurzweil (1979) faz referência à atenuação geométrica, que corresponde ao primeiro termo da expressão (4.30), desta forma é razoável que a parcela de C_g seja calculada de acordo com Ungar e Bender (1975). Ainda assim, o autor traz

um diagrama para o qual é possível identificar a atenuação no solo para quatro profundidades em diferentes faixas de frequência, este diagrama está reproduzido na Figura 4.10.

Figura 4.10 – Níveis de atenuação em um solo padrão.



Fonte: adaptado de Kurzweil (1979).

À atenuação associada ao acoplamento estrutura/solo (*coupling loss*), o autor propõe valores de aplicação geral para diferentes tipos de fundações. Tais valores estão resumidos na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 – Valores genéricos para atenuação no acoplamento entre o solo e a fundação.

	Atenuação
Estrutura leve sobre radier	0 dB
Estrutura apoiada diretamente sobre rochas	0 dB
Estrutura com fundação próxima à fonte de excitação	0 dB
Estrutura pesada sobre sapatas ou estacas	15 ± 5 dB
Aplicação de material resiliente na fundação	Atenuação adicional de 10 a 20 dB

Fonte: Autor.

Para a determinação da atenuação da própria edificação, Kurzweil (1979) indica que 3 dB/andar é um valor representativo. Entretanto são feitas duas ressalvas, a primeira é que para edificações leves tal variação não é apreciável e a segunda é que, para determinadas configurações, além desta atenuação não ocorrer ainda pode ser verificada uma amplificação do sinal.

4.3.2 ABORDAGENS DA FEDERAL TRANSPORTATION ASSOCIATION

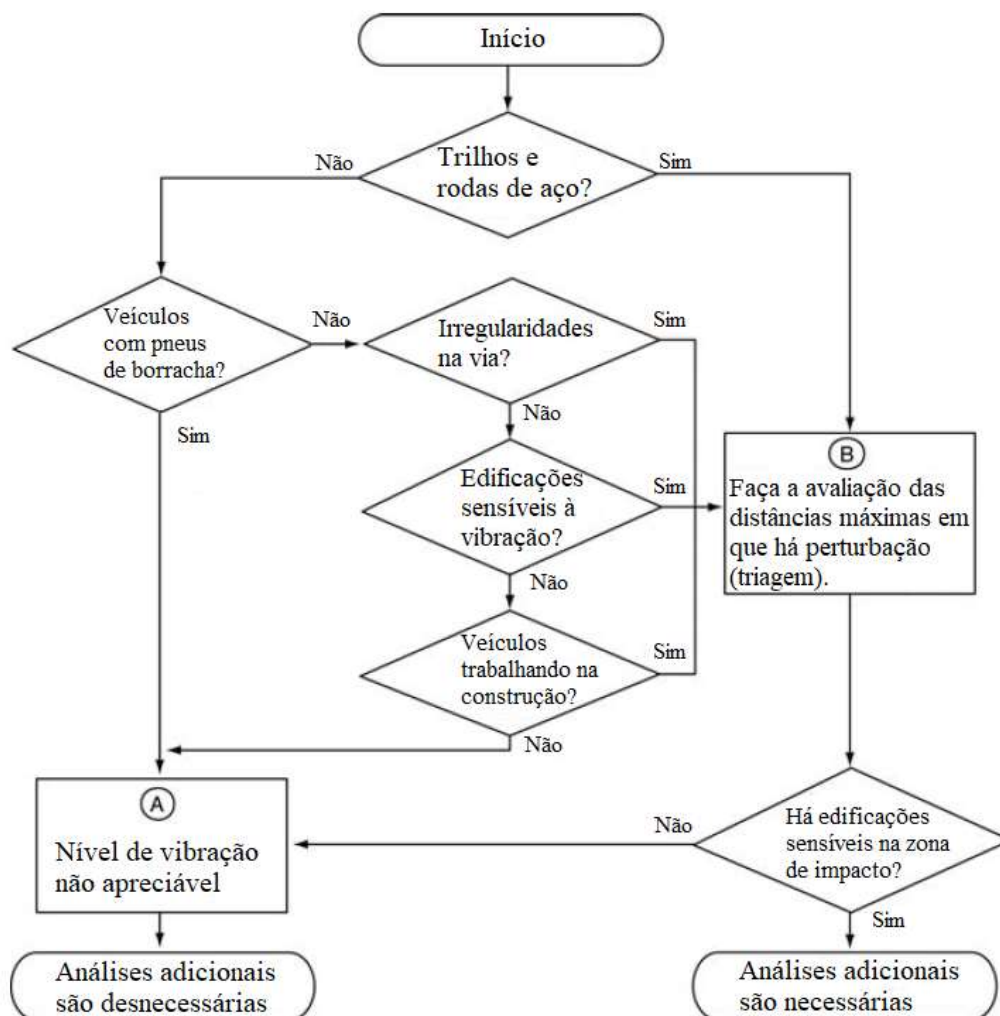
A Federal Transportation Association (FTA) traz três abordagens para a previsão da atenuação através do solo. Estas abordagens estão intimamente relacionadas ao grau de precisão que se procura e, portanto, à etapa de projeto para a qual cada uma delas melhor se enquadra.

A primeira abordagem é útil em um processo de triagem (*Vibration Screening Procedure*), que avaliará sobre a necessidade ou não se aplicar procedimentos de maior acurácia, a segunda é uma avaliação geral (*General Vibration Assessment*), que aplica dados genéricos para a predição da vibração em edificações lindeiras, variando alguns parâmetros, por último a FTA traz uma análise detalhada (*Detailed Vibration Analysis*), sendo esta a prescrição de maior precisão tendo como objetivo subsidiar as etapas de projeto. Tais modelos serão discutidos nos itens que se seguem.

4.3.2.1 PROCEDIMENTO PARA ETAPA DE TRIAGEM

Tratando-se de um modelo aplicável à etapa de triagem, a prescrição inicialmente levanta alguns condicionantes que podem impor uma análise mais rígida. O primeiro deles é a presença de descontinuidades na via, a exemplo de juntas de dilatação e redutores de velocidade, da mesma maneira também se investiga sobre a presença de estabelecimentos de pesquisa ou tecnologia nas redondezas, em função dos seus equipamentos de precisão. Todas estas questões são organizadas sob a forma de um fluxograma no intuito de definir sobre a necessidade ou não de análises mais detalhadas. Tal fluxograma é reproduzido por meio da Figura 4.11.

Figura 4.11 – Fluxograma do processo de triagem da FTA.



Fonte: adaptado da FTA-VA-90-1003-06 (2006).

Caso o fluxograma tenha conduzido a análise ao quadro B (“Faça a avaliação das distâncias máximas em que há perturbação”, do original “*Determine Screening Distances Based on Project Type and Land use Categories*”), deverão ser analisadas as edificações de maior sensibilidade e as suas respectivas distâncias à fonte da perturbação. Em seus capítulos anteriores, o próprio texto técnico distribui estas edificações em três categorias, a saber:

- Categoria 1: são as edificações de alta sensibilidade, a exemplo de hospitais, centros de pesquisa, ou seja, edificações nas quais a presença da vibração interfere em sua finalidade.
- Categoria 2: esta categoria abarca especialmente as residências e hotéis, no geral pode ser compreendida como edificações destinadas ao descanso, onde as pessoas dormem.
- Categoria 3: neste conjunto são reunidas as edificações de fins comerciais, como escolas e escritórios de um modo geral.

Tabela 4.3 – Distâncias críticas a partir das quais não são necessárias investigações adicionais.

Tipo de projeto	Distâncias críticas da via férrea (m)		
	Categoria 1	Categoria 2	Categoria 3
Ferrovias convencionais	180	60	35
Veículos rápidos sobre trilhos	180	60	35
Veículo leve sobre trilhos (VLT)	135	45	30
Veículos de capacidade intermediária	60	30	15
Instalação de ônibus	30	15	-

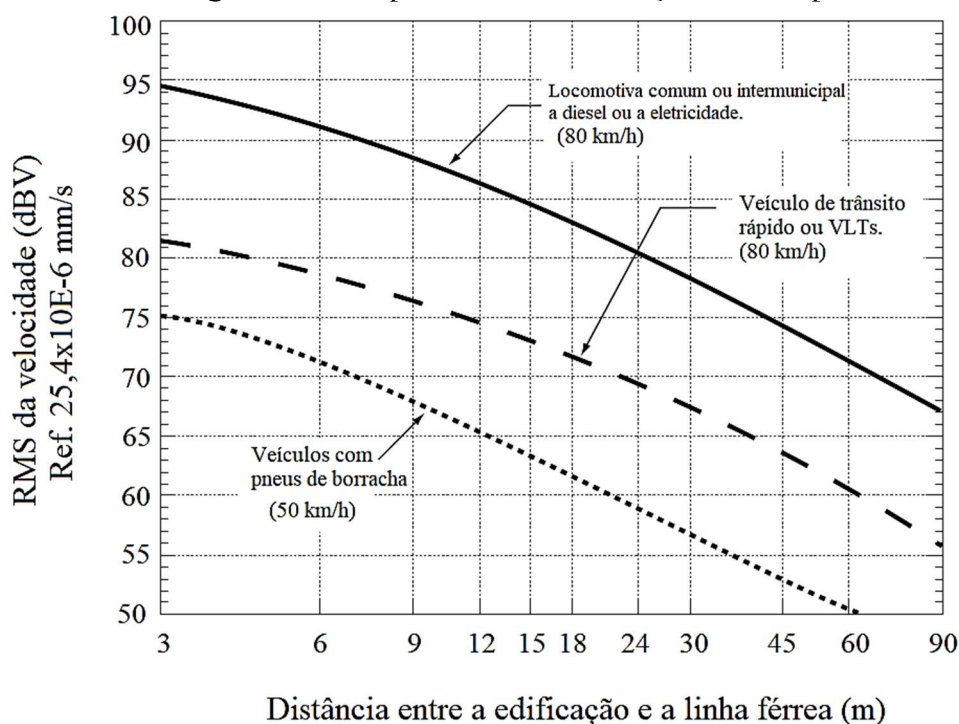
Fonte: adaptado de FTA-VA-90-1003-06 (2006).

Desta forma, na presença de edificações situadas em distâncias inferiores às suas distâncias críticas, indicadas na Tabela 4.3, deverão ser realizadas análises adicionais. O texto também estabelece que em determinadas situações em que a propagação da vibração é favorecida, as distâncias críticas devem ser majoradas em 1,5. Por fim, tendo sido encontradas edificações sensíveis na zona de triagem, a FTA indica a necessidade de aplicação dos procedimentos descritos no próximo item, ou seja, uma análise geral.

4.3.2.2 AVALIAÇÃO GERAL DA VIBRAÇÃO

A ideia básica por detrás da avaliação geral consiste da manipulação da Figura 4.12, que correlaciona a distância da fonte de excitação ao seu nível global de vibração. Como diagramas desta natureza são construídos para uma generalidade de combinações, especificidades como a velocidade do veículo e o tipo da edificação devem ser consideradas para o ajuste do nível de vibração indicado nas curvas previamente estabelecidas.

Figura 4.12 – Curvas generalizadas para o nível de vibração emitido por linhas férreas



Fonte: adaptado de FTA-VA-90-1003-06 (2006).

As curvas da Figura 4.12 são os limites superiores dos dados colhidos a partir de extensas investigações experimentais realizadas nos sistemas de transporte norte-americanos, entretanto há de se destacar que estas medidas foram realizadas em vias com ótimas condições de manutenção. Tais resultados se aplicam tanto para linhas férreas na superfície, quanto subterrâneas. De fato, a característica da vibração gerada por estes dois sistemas é diferente, entretanto, conforme explicitado no manual, o nível global de vibração é compatível.

A partir desta avaliação, três casos podem ser definidos:

- a) O nível de vibração está abaixo da linha limite do diagrama.

Para este caso o conforto está assegurado e não são necessárias outras avaliações.

- b) O nível de vibração está de 0 a 5 dBV acima da linha limite do diagrama.

Nesta faixa ainda é possível que nenhuma medida mitigadora seja necessária, assim, o manual da FTA recomenda que uma avaliação mais detalhada seja feita no intuito de confirmar a possibilidade de prescindir destas medidas.

- c) O nível medido está ao menos 5 dBV acima da linha limite do diagrama.

Neste caso medidas de controle de vibração deverão ser tomadas, indicando-se uma análise detalhada para definir qual tecnologia deverá ser empregada.

O referido manual técnico chama atenção para casos específicos em que as condições geológicas do local (especialmente leitos rochosos e solo argiloso) favorecem a transmissão da onda, fazendo com que a distância crítica seja duas ou até três vezes superior à usual. No caso dos leitos rochosos isto é possível por conta da alta refletância destes meios, de modo que boa parte da onda que poderia se dispersar nas profundidades do solo é refletida em direção às edificações.

Apesar do manual trazer apenas três curvas, estas podem ser extrapoladas para outros veículos. Um exemplo curioso é o dos comboios de levitação magnética (Maglev - *Magnetic levitation transport*), que muito embora não seja dotada das clássicas suspensões para as quais as medições foram realizadas, podem ser aproximados pela curva de “Veículos com pneus de borracha. (50 km/h)”, conforme medições realizadas no *German high-speed maglev* (U.S. Department of Transportation, 2002).

Algumas destas adaptações são expressamente destacadas no manual. A principal delas, para os objetivos da presente pesquisa, diz respeito aos metrô, que podem ser aproximados a partir da curva “Veículo de trânsito rápido ou VLTs. (80 km/h)”.

Conforme anteriormente destacado, o manual traz valores de ajustes que devem ser aplicados a cada projeto, estes valores incluem parâmetros de velocidade do veículo, condição de conservação da roda e do trilho, tipo do apoio do trilho, fundação da edificação lindeira e seu número de pavimentos. Acrescenta-se que tais correções não devem ser aplicadas na etapa de projeto de controle de vibrações em edificações sensíveis, antes disso, estas correções se prestam a, em conjunto com a Figura 4.12, indicar situações em que o controle de vibrações pode ser dispensado.

Em função da sua importância, tais tabelas foram adaptadas e incorporam o texto deste trabalho sob a forma das Figura 4.13 e Figura 4.14.

Figura 4.13 – Adaptação da Tabela 10-1 do manual técnico da FTA. (Parte 1)

Fatores de ajuste para previsões generalizadas de vibração e ruído transmitidos pelo solo (Parte 1)			
<i>Fatores que afetam o nível de vibração da fonte</i>			
Fator	Ajuste para a curva de propagação		
Velocidade	Veloc. de referência		
	Veloc. do veículo	80 km/h	50 km/h
	95 km/h	+1,6 dB	+6,0 dB
	80 km/h	0,0 dB	+4,4 dB
	65 km/h	-1,9 dB	+2,5 dB
	50 km/h	-4,4 dB	0,0 dB
	30 km/h	-8,0 dB	-3,5 dB
O nível de vibração é aproximadamente proporcional a $20\log(\text{veloc.}/\text{veloc.ref.})$. Entretanto, em alguns casos é observada uma variação de 10 a $15\log(\text{veloc.}/\text{veloc.ref.})$			
Parâmetros do veículo (não são parâmetros acumulativos, deve-se aplicar o maior deles)			
Suspensão primária rígida	+8 dB		
			Tem sido notado que suspensões primárias rígidas apresentam níveis mais altos de vibração. Então inclua este ajuste sempre que a frequência fundamental desta suspensão for superior a 15Hz.
Rodas resilientes	0 dB		
			Rodas resilientes não possuem impacto sobre o nível de vibração de solo, exceto para frequências acima de 80Hz.
Rodas desgastadas	+10 dB		
			Imperfeições nas rodas podem causar altos níveis de vibração. Isto pode ser evitado com a utilização de detectores de escorregamento e medidas corretivas.
Condições da via (não são parâmetros acumulativos, deve-se aplicar o maior deles)			
Trilho desgastado ou ondulado	+10 dB		
			Se tanto o trilho, quanto a roda, estiverem desgastados, basta que apenas um dos ajustes seja aplicado. Para os trilhos formados a quente a careta também se constitui como um problema, nas primeiras idades do trilho, elevando os níveis de vibração.
Dispositivos especiais (ex. desvios)	+10 dB		
			O impacto da roda sobre os dispositivos especiais gera um incremento significativo na vibração.
Trilhos articulados ou superfícies de estradas com desnível	+5 dB		
			Trilhos articulados geram um maior nível de vibração em comparação com as juntas soldadas. Para os modais rodoviários este acréscimo é fruto do desnível gerado por juntas de dilatação.
Ações mitigadoras (não são parâmetros acumulativos, deve-se aplicar o maior deles)			
Instalação de lajes flutuantes	-15 dB		
			O nível de atenuação obtido pela adoção de lajes flutuantes está intimamente ligado às frequências de vibração.
Adoção de lastros	-10 dB		
			Da mesma forma que para as lajes flutuantes, o nível de redução da vibração é dependente das frequências do sistema.
Fixadores altamente resilientes para os trilhos	-5 dB		
			A união das lajes flutuantes com estes fixadores são muito eficazes na redução da vibração em frequências superiores a 40 Hz.

Fonte: adaptado de FTA-VA-90-1003-06 (2006).

cada vez que a velocidade é dobrada. Desta forma, utilizando da equação (4.33) ajustes para outras velocidades podem ser realizados.

$$Ajuste(dBV) = 20 \cdot \log \left(\frac{Velocidade}{Veloc_{referência}} \right) \quad (4.33)$$

No tocante aos veículos, o ponto crítico é o estado de deterioração das rodas, que podem incrementar o nível de vibrações em até 10 dBV. Entretanto, a presença de suspensões rígidas, de frequência fundamental elevada, também pode resultar em níveis de vibração mais elevados.

O defeito relacionado aos trilhos referido como carepa (*mill scale*) se constitui de camadas superficiais oxidadas, comuns em perfis formados a quente. Estas camadas aumentam o nível de vibração nas idades iniciais de operação, mas se desgastam ao longo do tempo, deixando de ser um fator de amplificação. Entretanto, tanto este defeito, quanto outros, a exemplo ondulações e desgastes em geral, podem impor ao sistema incrementos entre 5 e 15 dB.

A estrutura escolhida para o sistema de transporte também possui um impacto no nível de vibrações, a regra geral é que quanto mais pesada for esta estrutura, menores serão os níveis de vibração. Como se pode supor, estruturas subterrâneas contam com a massa do solo e com seu amortecimento, alcançando níveis de vibração ligeiramente menores em comparação com os sistemas de superfície, contudo, a criticidade dos metrô está, sobretudo, relacionada à sua proximidade às edificações.

Neste sentido o caminho da propagação assume papel preponderante, sobretudo para os casos em que o metrô foi assentado em rochas, que podem elevar o nível de vibração em 15 dBV. Assim, as condições mais eficientes de propagação em geral estão associadas à maior rigidez do solo, de modo que solos argilosos e duros também contribuem para a propagação das ondas. Além disso, a profundidade do túnel também é um fator importante, dessa forma, túneis cuja profundidade está na ordem de 10 m também podem ser enquadrados como aqueles instalados em zonas de propagação eficiente.

Como um dos principais objetivos da investigação dos níveis de vibração é o conforto e a qualidade em serviço das edificações lindeiras, os ajustes propostos também mencionam as edificações. A regra geral, segundo a qual estruturas mais pesadas são mais competentes na atenuação das vibrações, continua válida, de modo que foi estabelecida uma atenuação de 1 a 2 dB por andar. Entretanto, o manual técnico da FTA também inclui as condições de ressonância associadas ao edifício, que irão representar um incremento nas vibrações. Dessa forma, tais combinações podem conduzir a situações de pouca atenuação na edificação.

O manual também traz uma aplicação importante, quando propõe uma conversão do nível de vibração, em dBV, para o nível de ruído acústico, em dBA. Para isto ele qualifica os sistemas de acordo com as suas frequências preponderantes. Metrô de baixa frequência são aqueles circundados por solo arenoso ou para o qual foi adotado uma ação mitigadora, como o emprego de lajes flutuantes. Sistemas de alta frequência geralmente são aqueles que foram instalados em solos muito rígidos ou em rocha. Por fim, há os de frequência típica, que para o caso dos metrô, se aplica quando nenhuma outra categoria for cabível, entretanto, acrescenta-se que para vias de superfície, quando assentadas em solo duro, a condição de frequência típica é a que deve ser adotada.

Desta forma, por meio da avaliação geral é possível construir um inventário com todas as edificações lindeiras, dentro das zonas de impacto, que foram catalogadas a partir da etapa de triagem. Tais resultados serão um forte indicativo das regiões nas quais deverão ser conduzidos estudos detalhados para a adoção de ações mitigadoras.

4.3.2.3 ANÁLISE DETALHADA DAS VIBRAÇÕES

Esta natureza de análise, explicitamente voltada para linhas férreas, é prescrita pelo manual técnico da FTA para os casos em que desde a análise de triagem foram identificadas edificações sensíveis em zonas de impacto, bem como para as situações nas quais a análise geral mostrou a necessidade da instalação de um sistema de atenuação. Portanto, esta abordagem tem uma grande importância na resolução do problema a nível de projeto.

Um passo imediatamente anterior à análise detalhada é a investigação do nível de ruído pré-existente. Esta investigação é extremamente útil na medida em que fontes de vibração existentes podem fornecer uma medida da propagação da vibração até a edificação examinada. A consulta aos níveis de vibração anteriores à instalação da nova via também é importante no intuito de conhecer o quão distante o nível atual está do limiar da percepção humana, isto é, 65 dBV. Recomenda-se também que estas análises sejam realizadas tanto dentro, quanto fora da edificação, no intuito de evitar que vibrações produzidas pelo uso de suas próprias instalações, além das condições de ressonância de pisos e paredes, afetem os resultados colhidos.

A metodologia proposta pela FTA é baseada nos dados colhidos em diferentes sistemas com o intuito de diminuir o impacto dos diferentes tipos de solo nas respostas dinâmicas, ou seja, foi definida uma vibração normalizada, chamada de densidade de força (*force density*), uma vez que ela é composta de forças de excitação da estrutura e da própria interação

roda/trilho. Esta grandeza tem unidade de $F/L^{1/2}$ (força pela raiz do comprimento), mas é convertida em decibel usando como referência $1 \text{ lb/ft}^{1/2}$ ($8,057 \text{ N/m}^{1/2}$).

Também estão propostas as funções de transferência (*TM - transfer mobility*), ajustadas por meio de dados experimentais que descrevem a diferença entre o nível de vibração da fonte e o ponto em que se quer analisar. Sendo assim, as funções de transferência variam com a distância da fonte e sua frequência.

Diante disso, é possível estabelecer a primeira diferença entre a metodologia agora discutida e a avaliação geral, discutida no item anterior. Uma vez que, na avaliação geral delimita-se a geometria do problema e, a partir dela, o nível de vibração na superfície. Enquanto, na metodologia detalhada, primeiro são investigadas a função de transferência e a densidade de forças para que assim o nível de vibração seja calculado. Também deve ser destacado que, diferentemente da análise geral, que trabalha apenas com valores globais de vibração, a análise detalhada lida com o espectro das frequências, sendo que as análises de aceitabilidade são feitas a partir dele, inclusive no tocante ao conforto acústico.

Outra diferenciação que advém com a análise detalhada é a natureza da fonte de vibração. Caso o ponto no qual se quer investigar o ruído seja suficientemente distante da fonte, esta é tratada como uma fonte pontual e, portanto, tratar-se-á de uma função de transferência para uma fonte pontual (TM_{point}), entretanto caso o ponto analisado seja próximo da fonte, a função de transferência será desenvolvida para uma fonte em linha (TM_{line}).

Esta avaliação se estende tanto para o nível de vibração (L_v), quanto para o ruído sonoro na escala A (L_a - *A-weighted*). Para o cálculo do nível de vibração é levado em conta a densidade de força (L_F), a atenuação gerada dentro da edificação e no acoplamento fundação/solo (C_{build}), além da função de transferência (TM_{line}), conforme equação (4.34).

$$L_v = L_F + TM_{line} + C_{build} \quad (4.34)$$

O nível sonoro, equação (4.35), é uma função do nível de vibração, do fator de conversão entre o nível de vibração e o ruído sonoro (K_{rad}) e do ajuste para que o resultado seja dado em bandas de 1/3 de oitava (K_{A-wt}), sendo que este valor pode ser tomado igual a zero para cômodos típicos, desde que a referência para o cálculo do nível de vibração tenha sido $1 \times 10^{-6} \text{ in/s}$ ($25,4 \times 10^{-6} \text{ mm/s}$).

$$L_a = L_v + K_{rad} + K_{A-wt} \quad (4.35)$$

É possível, a partir de campanhas experimentais, definir densidades de força e funções de transferências dedicadas a determinado projeto. Uma investigação experimental que objetive a definição de uma TM_{point} deve empenhar sobre o solo solicitações de impacto e medir o nível

de vibração a diferentes distâncias. Desta forma, para cada distância faz-se uma curva *TM x Frequência filtrada em bandas de 1/3 de oitava*, cada uma destas curvas fornecerá um ponto no diagrama *TM x Distância*, sobre o qual deverá ser ajustada uma curva. Por último, a TM_{line} pode ser calculada por meio de integrações numéricas aplicadas sobre a TM_{point} previamente definida. Acrescenta-se que, no caso da investigação para projetos metroviários, o impacto imposto deve se dar em profundidades próximas a da construção do metrô.

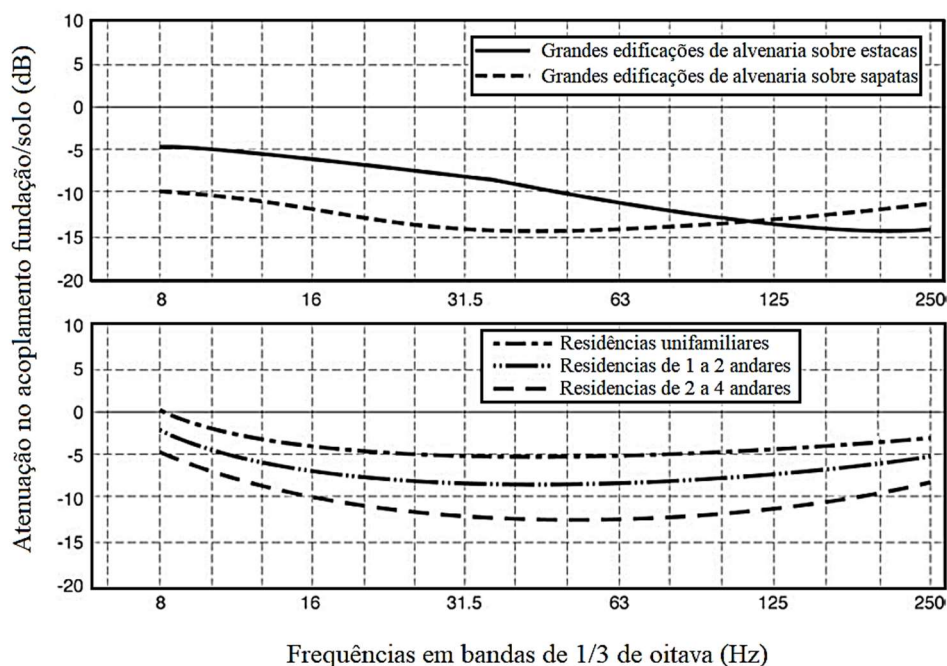
A densidade de força (L_F) não é medida diretamente em campo, conforme discussão anterior, pois é uma medida derivada da curva da função de transferência. Assim, uma vez que as medições de campo foram feitas e os dados tratados, se conhece a curva TM_{line} , bem como os níveis de vibração medidos (L_v), portanto, com uma manipulação da equação (4.34), é possível determinar esta grandeza por meio da expressão (4.36).

$$L_F = L_v - TM_{line} \quad (4.36)$$

O passo seguinte é a investigação destes níveis de vibração e ruído dentro das edificações de interesse. No tocante à atenuação da vibração dentro da edificação, é assumida a mesma aproximação realizada na análise geral, ou seja, 1 a 2 dB por andar. Para a estimativa das amplificações foi proposto um acréscimo de 6 dB para as vibrações próximas à frequência fundamental da edificação, portanto, é necessário conhecê-la. Entretanto, para os casos gerais de pórticos residenciais em madeira ou concreto, estas frequências situam-se entre 15~20 Hz e 20~30 Hz, respectivamente.

A atenuação gerada no acoplamento entre a fundação e o solo pode ser estimada por meio dos diagramas disponíveis reproduzidos na Figura 4.15, da qual devem ser extraídos valores de atenuação para cada frequência central das bandas de 1/3 de oitava a serem aplicadas ao espectro de vibração construído. Entretanto, destaca-se o grau de aproximação desta abordagem.

Figura 4.15 – Ajuste do nível de vibração para levantar em conta a atenuação do acoplamento fundação/solo.



Fonte: adaptado de FTA-VA-90-1003-06 (2006).

Assim, nesta seção foi fornecido um ferramental teórico que permite a predição, com nível aceitável de fiabilidade, das vibrações geradas em sistemas metroviários que são transmitidas através do solo. Tais ferramentas contemplaram tanto a aplicação de modelos clássicos, quanto as soluções propostas pela FTA, comum ao estado da prática.

4.4 ISOLAMENTO DE VIBRAÇÕES EM LINHAS FÉRRAS

De acordo com Yang e Hung (2009), as soluções para o controle de vibração em linhas férreas podem ser aplicadas à fonte ou junto ao receptor. Em todo caso, as soluções comumente aplicadas são as construções de trincheiras, barreiras para impedimento de ondas, fixadores resilientes, almofadas elastoméricas sob dormentes, lastros e lajes flutuantes. Outros fatores geométricos também podem conduzir a um menor nível de vibração, como o aumento da profundidade dos túneis, bem como o incremento da espessura de suas paredes.

O manual técnico da FTA salienta que a má condição de rodas e trilhos podem elevar o nível de vibração em até 20 dB, o que já é superior à atenuação fornecida por muitas das abordagens de controle. Desta forma, para vias já alocadas, antes da adoção de novas tecnologias, a manutenção da linha férrea e dos rodeiros pode conduzir a resultados muito positivos. Portanto, operações como a de esmerilhamento dos trilhos, que trazem benefícios à

vida útil de trilhos e rodéis, também tem um importante papel no controle de vibrações. Neste mesmo sentido estão incluídos os detectores de superfícies aplainadas nas rodas, que auxiliam na manutenção regular, garantindo o desempenho positivo do contato roda/trilho.

Definições de projeto também podem ser salutares na mitigação dos níveis de vibração. A especificação do veículo deve privilegiar aqueles com baixa massa não suspensa e suspensão primária macia com uma frequência fundamental inferior aos 12 Hz. As definições do traçado também podem contribuir neste intento, na medida em que pode prescindir de bifurcações, mudanças de vias e outros dispositivos especiais nas regiões mais sensíveis à vibração do trajeto.

Alterações operacionais, não obstante o seu alto custo ao longo do tempo, também podem ser adotadas. Uma destas medidas é a redução da velocidade de operação, uma vez que, conforme já adiantado, quando a velocidade cai pela metade, a redução da vibração é de 6 dB.

As trincheiras são uma solução de engenharia com boas aplicações sobretudo para linhas férreas sobre o solo, uma vez que sua maior contribuição é mitigar a propagação das ondas de superfície, notadamente as ondas de Rayleigh. Estas trincheiras podem ser vazias ou preenchidas com material poroso, como isopor, ou até mesmo concretos especiais (leves, de alta porosidade). Conforme explicitado por Richard et al. (1970) exige-se que a trincheira tenha ao menos 60% do comprimento da onda de Rayleigh.

Conforme reproduzido por Yang e Hung (2009), existe uma propriedade de interesse, no tocante à propagação de ondas no solo, que foi explorada na implementação de barreiras de impedância. Tal propriedade se refere ao fato de que uma camada de solo de espessura H possui modos próprios de vibração, que impedem a propagação de ondas longitudinais abaixo das frequências dadas pela equação (4.37), da mesma forma que não permite a transmissão de ondas de cisalhamento abaixo da frequência estabelecida pela equação (4.38).

$$f_{corte} = \frac{c_p}{4H} \quad (4.37)$$

$$f_{corte} = \frac{c_s}{4H} \quad (4.38)$$

Tal propriedade é aplicada na criação de camadas artificiais, que instaladas entre a fonte da vibração e o receptor, funcionam como filtros, impedindo que ondas abaixo da frequência de corte (f_{corte}) se propaguem. A esta solução de engenharia foi dada o nome de *wave impedance*

barrier (WIB). Esta solução pode ser prejudicada caso a camada artificial não seja rígida o suficiente para evitar o início de um processo vibratório.

Existe uma clara dificuldade na implementação desta solução por conta da sua geometria, uma vez que sua instalação requer uma elevada movimentação de terra. Diante desta dificuldade, foi desenvolvido pelo Prof. Hirokazu Takemiya em 1998 uma técnica de melhoramento do solo com injeção de caldas de cimento em formato de X, ao que ficou batizado como X-WIB, apresentando-se como uma alternativa frente à necessidade de escavações. (YANG E HUNG, 2009).

Além das técnicas de controle de vibrações aplicadas ao meio de propagação, também há as estratégias de mitigação diretamente aplicadas à fonte. A primeira delas a se destacar são os fixadores resilientes, responsáveis pela fixação do trilho à sua base. Fixadores cuja rigidez esteja na ordem de 5.000 N/mm oferecem uma atenuação de 5 a 10 dB para frequências acima de 30~40 Hz.

Uma solução aplicável às vias com lastro é a introdução de mantas elastoméricas abaixo do lastro, apoiadas sob uma superfície de regularização em concreto. Esta solução fornece uma atenuação de 10 a 15 dB para frequências acima de 25~30 Hz, de acordo com o manual técnico da FTA.

Outra solução, de maior interesse neste trabalho, é a adoção de lajes flutuantes (FST). A concepção das lajes flutuantes, que conforme revisões já realizadas neste trabalho, baseia-se no funcionamento de um sistema massa/mola de um único grau de liberdade. Portanto, a eficiência deste sistema é máxima na atenuação de vibrações cujas frequências de excitação são ao menos $\sqrt{2}$ vezes a frequência natural da FST. Nelson (1996), após estudar os sistemas de mantas elastoméricas sob lastros, vários modelos de fixadores, trilhos contínuos, retificação de trilhos e rodas, concluiu que a solução de maior impacto na atenuação de vibrações é a adoção de lajes flutuantes.

Desta forma, nesta seção foram expostas algumas das principais soluções aplicadas ao controle de vibrações metroviárias, dando enfoque às alternativas em manutenibilidade, bem como às intervenções no meio de propagação e na fonte do ruído. Por fim, foi ilustrado o custo relativo associado às soluções comumente adotadas nas vias permanentes.

5

CONCEITOS ASSOCIADOS À SIMULAÇÃO NUMÉRICA

Nota-se que as prescrições estabelecidas pelo manual técnico da Federal Transit Administration, discutidas na seção 4.3.2, não foram justificadas a partir de soluções analíticas fechadas, antes disso, valorizam as investigações experimentais de modo que em sua abordagem mais detalhada propõe o ajuste de funções *in situ*. Tal fato se justifica devido à dificuldade na determinação de tais soluções, uma vez que este problema possui uma grande variedade tanto de geometria, quanto de propriedades mecânicas.

Assim, os modelos numéricos constituem uma terceira via, que ganhou força a partir da década de 70, com o aumento da capacidade dos computadores. Tais soluções foram majoritariamente construídas a partir do método dos elementos finitos (*FEM - Finite Element Method*) e do método dos elementos de contorno (*BEM - Boundary Element Method*) (YANG E HUNG, 2009).

Entretanto, estas soluções também possuem limitações, não só em função do poder de processamento dos computadores, como também na descrição física do problema. Conforme indicado na discussão das pesquisas e desenvolvimentos recentes (capítulo 3), em se tratando do MEF, apesar da sua grande versatilidade na descrição geométrica, a delimitação da fronteira do problema ainda é um desafio. Já para os modelos em BEM, tal dificuldade não existe, uma vez que a solução matemática é dada para todo o contínuo, entretanto, ao contrário do FEM, a descrição geométrica é prejudicada.

Alguns trabalhos procuram mitigar tais dificuldades a partir do acoplamento entre elementos finitos e de contorno. Esta abordagem foi realizada por Costa et al. (2012), que aplicaram elementos finitos na discretização dos trechos irregulares da estrutura e elementos de contorno para a representação do solo circundante. Além disso, este trabalho também contou com a calibração de alguns dados baseados em análises experimentais, incluindo a caracterização do solo, com a determinação da velocidade de propagação das ondas mecânicas e a estimativa do seu amortecimento. Outras caracterizações foram realizadas, a exemplo das propriedades mecânicas e geométricas do trilho, incluindo a presença de ondulações em sua superfície. Por fim, também foram feitas investigações experimentais da resposta dinâmica da via, quando da passagem da carga móvel.

Não obstante as refinadas soluções numéricas aplicadas por Costa et al. (2012) e a detalhada campanha experimental, em suas conclusões são destacadas as diferenças entre o nível de vibração predito e o medido. Estas incompatibilidades podem ter sido causadas pelas simplificações do modelo numérico como a não consideração das interações horizontais roda/trilho e a aproximação do solo para faixas homogêneas e contínuas. Assim, verifica-se que aproximações numéricas, ainda que refinadas, guardarão erros em função da complexidade do problema.

Ainda sobre a deficiência do FEM na representação de meios semi-infinitos, também identificados como *unbounded medium* (meio ilimitado), outras soluções foram propostas para além do acoplamento BEM-FEM. Em Wolf e Song (1996) são discutidas algumas destas soluções, a exemplo do: contorno consistente (*consistente boundary*), contorno de transmissão (*transmitting boundary*) e contorno viscoso (*viscous boundary*). Assim, desejando-se empregar o método dos elementos finitos, deve-se optar por alguma destas soluções.

Outro detalhe importante diz respeito a opção entre a implementação de um modelo bi ou tridimensional, pois enquanto a seção do túnel é constante ao longo do comprimento, sugerindo a adoção de modelos 2D, as forças desenvolvidas pela passagem do trem sob a linha férrea induzem a propagação de ondas tridimensionais. Andersen e Jones (2006) investigaram estas diferenças e concluíram que os resultados bidimensionais concordam qualitativamente com aqueles obtidos de análises tridimensionais, entretanto a diferença entre os valores absolutos é significativa, portanto, quando se quer extrair respostas dinâmicas com caráter preditivo, o modelo 3D deve ser adotado, enquanto que para análises de sensibilidade, um modelo em duas dimensões é suficiente. Ademais, há de se levar em consideração o tempo de

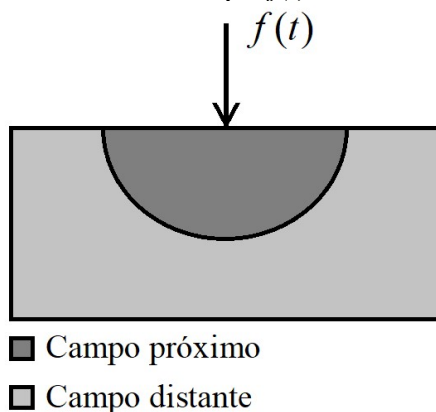
processamento destes modelos, pois, de acordo com estes autores, uma análise em três dimensões leva aproximadamente 1000 a 2000 vezes mais tempo para ser executada.

Tendo discutido estas definições gerais, as seções seguintes fazem uma abordagem mais contida às modelagens em duas dimensões por elementos infinitos, descrevendo de maneira geral as formulações básicas para o problema dinâmico em tela. Por fim, serão discutidas algumas aplicações importantes, que são particulares ao software que será empregado neste trabalho, a saber, o Abaqus® 6.14.

5.1 APLICAÇÃO DO FEM A UM MEIO SEMI-INFINITO 2D

Uma das principais características de um modelo em elementos finitos apto à modelagem do fenômeno que se quer aqui analisar, isto é, a propagação das vibrações geradas por sistemas metroviários, é a presença de condições de contorno consistentes. Diante disso, a Figura 5.1 traz uma distinção entre o campo próximo (*near field*), no qual são modeladas as estruturas que se quer avaliar, sejam as edificações ou o sistema de metrô utilizando elementos finitos planos, e o campo distante (*far field*), onde estão implementados os elementos infinitos em representação do meio semi-infinito.

Figura 5.1 – Ilustração típica da excitação de um espaço semi-infinito por uma carga variável no tempo, $f(t)$.



Fonte: Autor.

O solo é um material de comportamento tensão x deformação não-linear, entretanto, como as vibrações induzidas por sistemas metroviários são de baixa amplitude, tal comportamento pode ser negligenciado, assumindo o meio como isotrópico e empregando um modelo constitutivo viscoelástico com amortecimento histerético (YANG e HUNG, 2009).

Para a aplicação da técnica de elementos finitos o equilíbrio pode ser escrito a partir do Princípio dos Trabalhos Virtuais (PTV), tal abordagem também pode ser estendida ao

tratamento dos elementos infinitos. Assim, desconsiderando as forças de corpo expressa-se o PTV através da equação (5.1), na qual V e S representam o volume e a superfície do contínuo, δu e $\delta \varepsilon$ o campo de deslocamentos e deformações virtuais, t_i as forças de superfície, u_i os deslocamentos reais, ρ a densidade do meio, e σ_{ij} e ε_{ij} os termos dos tensores de tensão e deformação, respectivamente.

$$\int_S t_i \delta u_i dA = \int_V \rho \ddot{u}_i \delta u_i dV + \int_V \sigma_{ij} \delta \varepsilon_{ij} dV \quad (5.1)$$

Substituindo as forças de superfície pela carga pontual discretizada, $\{p\}_i$, é possível reescrever a equação (5.1) sob a forma da (5.2), onde $\{\delta u\}$ e $\{u\}$ são os campos de deslocamento virtual e real e $\{\delta \varepsilon\}$ o campo de deformações virtuais.

$$\{\delta u\}_i^T \{p\}_i = \int_V \{\delta u\}^T \rho \{\ddot{u}\} dV + \int_V \{\delta \varepsilon\}^T \{\sigma\} dV \quad (5.2)$$

A técnica dos elementos finitos utiliza funções aproximadoras para os campos de deslocamento. Estas funções são construídas por meio da combinação linear entre os deslocamentos dos nós ($\{d\}$, deslocamentos nodais) contidos no domínio e funções de forma (ϕ_i , *shape functions*). Esta combinação está expressa na equação (5.3) para os deslocamentos e, de maneira análoga, na equação (5.4) para as acelerações.

$$\{u\} = [N] \{d\} = \begin{bmatrix} N_1 & 0 & N_2 & 0 & \dots & N_n & 0 \\ 0 & N_1 & 0 & N_2 & \dots & 0 & N_n \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ u_2 \\ v_2 \\ \dots \\ u_n \\ v_n \end{Bmatrix} \quad (5.3)$$

$$\{\ddot{u}\} = [N] \{\ddot{d}\} \quad (5.4)$$

O objetivo é que, de posse destas definições e da equação de equilíbrio escrita a partir do PTV, determinemos as matrizes de massa e rigidez. Entretanto, antes disso são necessárias algumas definições. A primeira delas é a das deformações, que se constituem de taxas de variação dos deslocamentos, equação (5.5).

$$\varepsilon = \begin{Bmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial y} \\ \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u \\ v \end{Bmatrix} = [B] \{d\} \quad (5.5)$$

Outra definição corresponde à lei constitutiva do material, que depende das propriedades mecânicas do material aqui serão denotadas pela matriz $[E]$ que, em se tratando de uma análise elástica e linear, é definida pela equação (5.6), na qual ν é o coeficiente de Poisson e E_o o módulo de elasticidade longitudinal.

$$[E] = \frac{E_o}{(1-\nu^2)} \begin{bmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{(1-\nu)}{2} \end{bmatrix} \quad (5.6)$$

Desta forma, o tensor de tensões pode ser reescrito por meio da Lei de Hooke Generalizada, equação (5.7).

$$\{\sigma\} = [E] \{\varepsilon\} \quad (5.7)$$

De posse destas definições é possível estabelecer o desenvolvimento (5.8).

$$\begin{aligned} \{\delta u\}_i^T \{p\}_i &= \int_V \{\delta u\}^T \rho \{\ddot{u}\} dV + \int_V \{\delta \varepsilon\}^T \{\sigma\} dV \\ [N]^T \{\delta d\}^T \{p\}_i &= \int_V [N]^T \{\delta d\}^T \rho [N] \{\ddot{d}\} dV + \int_V [B]^T \{\delta d\}^T [E] [B] \{d\} dV \\ \{\delta d\}^T \left[\int_V [N]^T \rho [N] \{\ddot{d}\} dV + \int_V [B]^T [E] [B] \{d\} dV - \{p\} \right] &= 0 \\ \int_V [N]^T \rho [N] \{\ddot{d}\} dV + \int_V [B]^T [E] [B] \{d\} dV - \{p\} &= 0 \end{aligned} \quad (5.8)$$

Assim, definindo as matrizes de massa (equação (5.9)) e rigidez (equação (5.10)) determina-se a equação de equilíbrio dinâmico deduzida a partir da técnica dos elementos finitos, equação (5.11).

$$[M] = \int_V \rho [N]^T [N] dV \quad (5.9)$$

$$[K] = \int_V [B]^T [E] [B] dV \quad (5.10)$$

$$[M] \{\ddot{d}\} + [K] \{d\} = \{p\} \quad (5.11)$$

As explicações até aqui realizadas apenas introduzem o problema dinâmico, outras considerações devem ser feitas. Por particular interesse deste trabalho, mais deve ser dito com vistas aos elementos infinitos. Assim, a abordagem escolhida para as discussões teóricas que se seguem é aquela trazida por Hunt e Yang (2009).

Nesta abordagem o tratamento dos elementos infinitos se dá primeiramente a partir de modificações em suas funções que forma, sendo estas multiplicadas pelas funções de propagação (*propagation functions*), reproduzida na equação (5.12) em coordenadas globais.

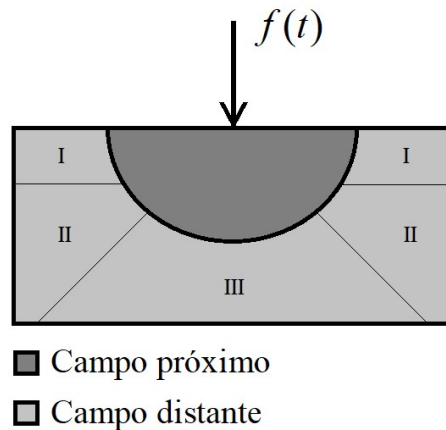
$$P(x) = e^{-\alpha x} e^{-ikx} \quad (5.12)$$

Estas funções de propagação acrescentam ao problema os conceitos do fator de decaimento (α – *decay factor*) e do número de onda ($k = \omega/c$ – *wave number*). Estas duas grandezas são responsáveis pela atenuação devido à dispersão da onda (*radiation damping*) e pelo seu decaimento de fase, respectivamente.

Em se tratando de regiões próximas à fonte, nas quais as ondas de corpo (*P e S-waves*) são preponderantes é possível definir que para um carregamento em linha tem-se $\alpha = 1/2R$, em que R é a distância entre a fonte e o ponto avaliado. Entretanto, caso este ponto de interesse esteja na superfície, as ondas de *Rayleigh* são as preponderantes e como elas não irão apresentar esta natureza de decaimento, é sugerida a adoção de $\alpha = 0$.

Conforme já indicado, o número de onda é definido como $k = \omega/c$, desta forma restará decidir a qual onda se refere a velocidade c . Esta definição variará com o trecho analisado, desta forma, para regiões próximas à superfície interessa a velocidade da onda de *Rayleigh* (c_R), e para zonas mais afastadas será apropriada a adoção da velocidade das ondas de corpo, *P-wave* (c_P) e *S-wave* (c_S). A Figura 5.2 indica tal configuração.

Figura 5.2 – Regiões de predominância das (I) *Rayleigh waves*, (II) *S-waves* e (III) *P-waves* para o cálculo do número de onda (adaptado de Yang e Hunt (2009)).



Outra modificação é feita na dedução das matrizes de rigidez dos elementos infinitos. Pois, de acordo com esta abordagem, as constantes elásticas do material, a saber, o módulo de elasticidade (E), a constante de Lamé (λ) e o módulo de elasticidade transversal (G) são redefinidos de modo a introduzir a razão de amortecimento histerético, β , que equivale ao dobro do fator de perda (η – *loss factor*). As equações (5.13), (5.14) e (5.15) explicitam esta redefinição.

$$E^* = E(1+2i\beta) = E(1+i\eta) \quad (5.13)$$

$$\lambda^* = \lambda(1+2i\beta) = \lambda(1+i\eta) \quad (5.14)$$

$$G^* = G(1+2i\beta) = G(1+i\eta) \quad (5.15)$$

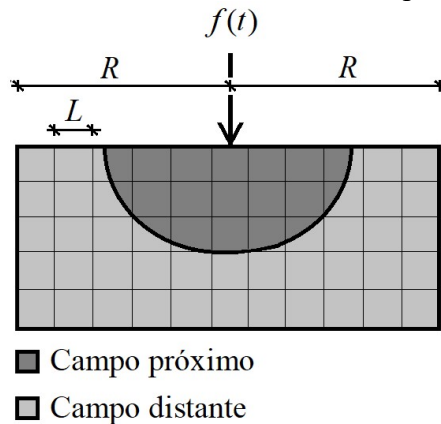
Este amortecimento, ao contrário do amortecimento viscoso, não depende da frequência, mas do estado de deformação do meio. E, de acordo com os autores aqui reportados, esta é uma definição mais apropriada ao tratamento do solo, de modo que softwares comerciais dedicados, a exemplo do Shake2000® e Flush®, utilizam este tipo de amortecimento.

Desta forma, têm-se uma visão geral de uma das soluções desenvolvidas para o tratamento de meios semi-infinitos em análises bidimensionais, com vistas à modelagem do solo envolvente.

5.2 MALHA DE ELEMENTOS FINITOS APROPRIADA

Em seus desenvolvimentos, Yang e Hunt (2009) também realizaram uma análise paramétrica para avaliar o tamanho mínimo necessário de um modelo e dos respectivos elementos finitos para que estes sejam capazes de representar de maneira aceitável a propagação da onda em um meio contínuo. Para auxiliar nesta explanação, a Figura 5.3 divide o espaço amostrado, indicando por L o tamanho de um elemento finito quadrilateral e R a meia largura do meio contínuo. Salienta-se que as considerações a seguir servem tanto à discretização do campo próximo, quanto ao campo distante.

Figura 5.3 – Malha de elementos finitos quadrilaterais.



Fonte: adaptado Yang e Hunt (2009).

O raciocínio é semelhante ao do teste de convergência realizado para uma análise estática, ou seja, na medida em que o tamanho do elemento diminui o modelo converge para uma solução única. Entretanto, para que se tenha um parâmetro aplicável a uma análise de propagação de onda é necessário que o comprimento desta esteja relacionada à geometria do modelo.

Por este motivo, para a avaliação do tamanho mínimo do modelo, os autores aqui reportados determinaram, como regra geral, que com $R = 5\lambda_s$, em que λ_s representa o comprimento de onda da *S-wave*, já se obtém um resultado suficientemente estável. De maneira mais específica, os valores de R foram variados de $5\lambda_s$ à $0,5\lambda_s$ no intuito de avaliar qual é o menor tamanho, a partir do qual o modelo perde fiabilidade. Os resultados indicaram pequenos desvios na resposta em deslocamento para o modelo de $0,5\lambda_s$, de modo que a construção de meios contínuos com $R = 1,5\lambda_s \sim 2,0\lambda_s$ já fornece resultados satisfatórios.

As análises seguintes focaram no tamanho máximo do elemento em função do comprimento de onda, tendo sido estabelecido, como regra geral, que comprimentos da ordem de $L = \lambda_s / 20$ já fornecem resultados estáveis. De forma mais específica, variação do tamanho dos elementos conduziu a duas conclusões, a primeira delas disse respeito às regiões próximas à origem da vibração, por próximas se entende aquelas dentro de um raio de $0,5 \lambda_s$, nestas zonas recomendou-se elementos de no máximo $\lambda_s / 12$, entretanto, caso a acuidade dos resultados não seja uma preocupação para essas áreas são aceitáveis elementos na ordem de $\lambda_s / 6$, ou seja, a mesma grandeza admitida para regiões distantes da fonte de excitação.

5.3 INTEGRAÇÃO NUMÉRICA DE UM PROBLEMA DINÂMICO

No tocante à simulação numérica, uma importante distinção diz respeito às técnicas de solução do problema dinâmico. Tal distinção introduz as definições das análises dinâmicas Explícitas e Implícitas. Estes termos ainda que aplicados à dinâmica, remetem ao estudo das funções, segundo o qual uma função é dita implícita quando não é possível dissociar a função de sua variável dependente, ao passo que uma função explícita corresponde àquela em que a função é definida de forma dissociada das variáveis independentes, sendo possível separá-las e encontrar suas raízes sem a necessidade de métodos iterativos.

Portanto, em se tratando de análises dinâmicas o conceito é similar, entretanto aplicado a passos de tempo. Assim, nas análises implícitas a solução do problema dinâmico de um passo seguinte é dependente de grandezas que ainda não foram determinadas, pois elas se constituem como parte da solução procurada. Já para as análises explícitas, a resposta dinâmica do passo seguinte depende apenas das soluções do passo anterior.

O problema para o qual se busca solução já foi demonstrado anteriormente, dentro da discussão da técnica dos elementos finitos, trata-se, portanto, da solução da equação de equilíbrio dinâmico, que aqui será retomada, por meio da equação (5.16), acrescentando a parcela relativa à matriz de amortecimento, $[C]$.

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{p\} \quad (5.16)$$

Desta forma, para que se tenha uma maior compreensão a respeito destes métodos de solução, nos itens 5.3.1 e 5.3.2 serão ilustrados os métodos por Diferença Finita Central (integração explícita) e de Newmark (integração implícita) aplicados a modelos com um grau de liberdade (1 GL), conforme abordagem feita por Soriano (2014) e Mazzilli et al. (2016).

5.3.1 INTEGRAÇÃO EXPLÍCITA: DIFERENÇA FINITA CENTRAL

A equação (5.17) corresponde à equação de equilíbrio dinâmico reescrita para um modelo de 1 GL, na qual os índices i denotam o passo de tempo atual.

$$m\ddot{u}_i + c\dot{u}_i + ku_i = f_i \quad (5.17)$$

Observando que $\Delta t = t_{i+1} - t_i = t_i - t_{i-1}$, é possível determinar a primeira derivada do deslocamento (velocidade) para um passo de tempo $2\Delta t$ a partir de uma simples taxa de variação, conforme indicado na equação (5.18).

$$\dot{u}_i = \frac{u_{i+1} - u_{i-1}}{2\Delta t} \quad (5.18)$$

Aplicando o mesmo raciocínio, ou seja, calculando a aceleração através de uma taxa de variação entre duas velocidades, separadas por um passo de tempo Δt , é possível repetir o desenvolvimento anterior, conforme indicado nas expressões (5.19).

$$\begin{aligned}\ddot{u}_i &= \frac{\dot{u}_{i+1/2} - \dot{u}_{i-1/2}}{\Delta t} \\ &= \frac{\left(\frac{u_{i+1} - u_i}{\Delta t}\right) - \left(\frac{u_i - u_{i-1}}{\Delta t}\right)}{\Delta t} \\ &= \frac{u_{i+1} - 2u_i + u_{i-1}}{(\Delta t)^2}\end{aligned}\quad (5.19)$$

Desta forma, a equação de equilíbrio dinâmico para o modelo de 1GL pode ser reescrita apenas em função dos deslocamentos e dos respectivos passos de tempo a partir da substituição das expressões (5.18) e (5.19) na equação (5.17), conforme se verifica na equação (5.20).

$$m \left(\frac{u_{i+1} - 2u_i + u_{i-1}}{(\Delta t)^2} \right) + c \left(\frac{u_{i+1} - u_{i-1}}{2\Delta t} \right) + ku_i = f_i \quad (5.20)$$

A equação (5.20) é convenientemente rearranjada de modo a se identificar a pseudoforça estática (f'_i) e a pseudomassa (m'). Esta aplicação é ilustrada no desenvolvimento (5.21), permitindo que o sistema seja resolvido através da equação (5.22).

$$\begin{aligned}m \left(\frac{u_{i+1} - 2u_i + u_{i-1}}{(\Delta t)^2} \right) + c \left(\frac{u_{i+1} - u_{i-1}}{2\Delta t} \right) + ku_i &= f_i \\ u_{i-1} \left(\frac{m}{(\Delta t)^2} - \frac{c}{2\Delta t} \right) + u_i \left(k - \frac{2m}{(\Delta t)^2} \right) + u_{i+1} \left(\frac{m}{(\Delta t)^2} + \frac{c}{2\Delta t} \right) &= f_i \\ u_{i+1} \underbrace{\left(\frac{m}{(\Delta t)^2} + \frac{c}{2\Delta t} \right)}_{m'} &= \underbrace{f_i - u_{i-1} \left(\frac{m}{(\Delta t)^2} - \frac{c}{2\Delta t} \right) - u_i \left(k - \frac{2m}{(\Delta t)^2} \right)}_{f'_i} \\ m' u_{i+1} &= f'_i\end{aligned}\quad (5.21)$$

$$u_{i+1} = \frac{f'_i}{m'} \quad (5.22)$$

Note que para o passo seguinte, u_{i+1} , deve-se conhecer dois passos, o anterior (u_{i-1}) e o atual (u_i). Portanto, para a primeira iteração é necessária a aplicação das condições de contorno de posição (u_0) e velocidade (\dot{u}_0) sobre a equação de equilíbrio dinâmico. O resultado desta manipulação está reproduzido na equação (5.23).

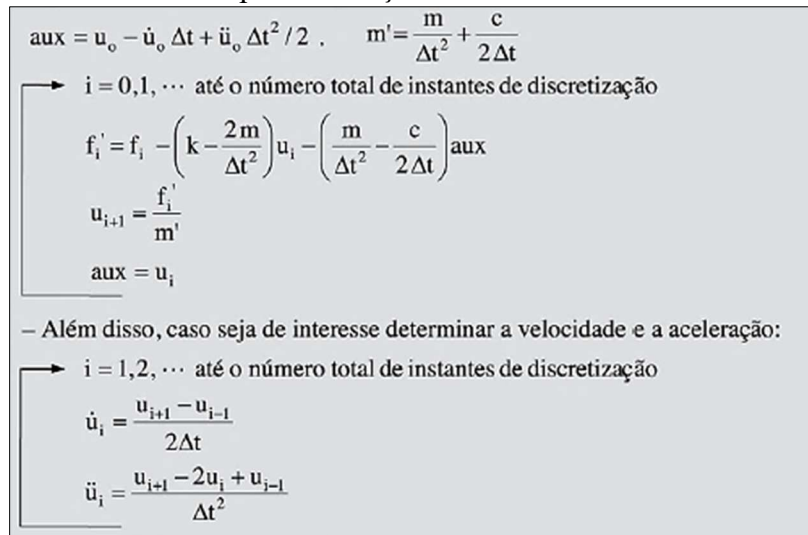
$$\ddot{u}_0 = \frac{(f_0 - c\dot{u}_0 - ku_0)}{m} \quad (5.23)$$

Por último, se as condições de contorno forem entendidas como a resposta dinâmica de um tempo atual, é possível determinar o passo anterior através da função horária do espaço para um movimento uniformemente variado, conforme se verifica na equação (5.24).

$$u_{i-1} = u_0 - \dot{u}_0 \Delta t + \frac{\ddot{u}_0 (\Delta t)^2}{2} \quad (5.24)$$

Desta forma, todos os valores requeridos para o cálculo da pseudomassa e da pseudoforça estática já estão definidos, permitindo o cálculo da posição seguinte bem como a atualização do passo anterior a partir do passo atual. A Figura 5.4 ilustra esse algoritmo de solução.

Figura 5.4 – Algoritmo para o cálculo da posição no passo de tempo seguinte usando o método por diferença finita central.



Fonte: Soriano (2014)

Esta solução explícita, bem como outras de seu tipo, não admitem um passo de tempo qualquer, Δt , pois para avanços superiores ao limite determinado por um tempo crítico a solução será instável (FURLAN, 2011). Tal característica é própria de um método condicionalmente estável, que neste caso admite como tempo crítico qualquer passo de tempo $\Delta t \leq T_n / \pi$, em que T_n é o menor período natural do modelo discreto (SORIANO, 2014).

5.3.2 INTEGRAÇÃO IMPLÍCITA: MÉTODO DE NEWMARK

Para este método, o conhecimento das condições iniciais também é condição necessária, pois estas, para a primeira iteração, podem ser entendidas como pertencentes a um passo

anterior $(u_{i-1}, \dot{u}_{i-1}, \ddot{u}_{i-1})$ e, portanto, servirão à determinação do passo atual. Para esta determinação, Newmark propôs em 1959 as equações (5.25) e (5.26).

$$\dot{u}_i = \dot{u}_{i-1} + \left((1-\gamma)\ddot{u}_{i-1} + \gamma\ddot{u}_i \right) \Delta t \quad (5.25)$$

$$u_i = u_{i-1} + \dot{u}_{i-1}\Delta t + \left(\left(\frac{1}{2} - \beta \right) \ddot{u}_{i-1} + \beta\ddot{u}_i \right) (\Delta t)^2 \quad (5.26)$$

A variação dos parâmetros γ e β dá origem a outras soluções, que são formas particulares do Método de Newmark, o exemplo do Método da Aceleração Linear ($\gamma=1/2; \beta=1/6$) e do Método de Euler-Gauss ($\gamma=1/2; \beta=1/4$) (MAZZILLI et al., 2016).

Adotando o Método Euler-Gauss, ou Método de Newmark para $\gamma = 1/2$ e $\beta = 1/4$, tem-se uma aceleração média constante, entre os passos anterior e atual, conforme se verifica nas equações (5.27) e (5.28). Destaca-se também a semelhança de tais expressões com as funções horária de velocidade e posição para um movimento uniformemente variado.

$$\dot{u}_i = \dot{u}_{i-1} + \left(\frac{\ddot{u}_{i-1} + \ddot{u}_i}{2} \right) \Delta t \quad (5.27)$$

$$u_i = u_{i-1} + \dot{u}_{i-1}\Delta t + \left(\frac{\ddot{u}_{i-1} + \ddot{u}_i}{4} \right) (\Delta t)^2 \quad (5.28)$$

Recobrando que $\Delta t = t_i - t_{i-1}$, a aceleração média (que é constante para o intervalo Δt) pode ser escrita como:

$$\ddot{u}_{\Delta t} = \frac{\ddot{u}_i + \ddot{u}_{i-1}}{2} \quad (5.29)$$

A primeira e segunda integrais da equação (5.29) fornecem a velocidade e a posição, equações identificas às expressões (5.27) e (5.28), respectivamente, ao se considerar que a aceleração em um passo Δt pode também ser entendida como a aceleração em um instante de tempo, $\ddot{u}_{\Delta t} = \ddot{u}_i$ (SORIANO, 2014). Tais equações podem ser reescritas, a partir da equação (5.29), sob as formas:

$$\dot{u}_i = -\dot{u}_{i-1} + \frac{2}{\Delta t} (u_i - u_{i-1}) \quad (5.30)$$

$$\ddot{u}_i = -\ddot{u}_{i-1} + \frac{4}{(\Delta t)^2} (u_i - u_{i-1}) \quad (5.31)$$

De maneira similar ao que foi feito para o método das diferenças finitas centrais, as equações (5.30) e (5.31) são substituídas na equação de equilíbrio dinâmico, sobre a qual faz-

se manipulações de modo a evidenciar a pseudorigidez (equação (5.32)) e pseudoforça estática (equação (5.33)).

$$k' = k + \frac{4m}{(\Delta t)^2} + \frac{2c}{\Delta t} \quad (5.32)$$

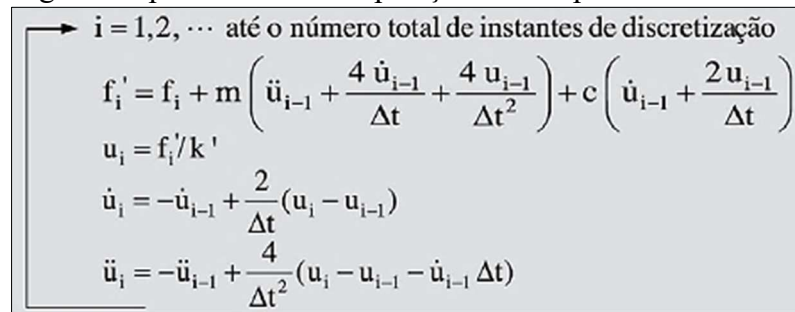
$$f'_i = f_i + m \left(\ddot{u}_{i-1} + \frac{4\dot{u}_{i-1}}{\Delta t} + \frac{4u_{i-1}}{(\Delta t)^2} \right) + c \left(\dot{u}_{i-1} + \frac{2u_{i-1}}{\Delta t} \right) \quad (5.33)$$

Desta forma, estando a equação de equilíbrio dinâmico simplificada escrita sob a forma $k'u_i = f'_i$, a solução do deslocamento no passo atual (o procurado) fica descrito pela equação (5.34).

$$u_i = \frac{f'_i}{k'} \quad (5.34)$$

Assim, sendo conhecidas as condições de contorno $u_{i-1}, \dot{u}_{i-1}, \ddot{u}_{i-1}$ e tendo definido um passo de tempo, Δt , a solução será apresentada para cada iteração, conforme algoritmo ilustrativo da Figura 5.5.

Figura 5.5 – Algoritmo para o cálculo da posição atual a partir do método de Newmark.



Fonte: Soriano (2014)

5.4 CONSIDERAÇÕES RELACIONADAS AO SOFTWARE ABAQUS®

As aplicações numéricas realizadas nesta pesquisa foram conduzidas sobre as plataformas disponibilizadas pelo software para análise por elementos finitos Abaqus® 6.14, por este motivo, nesta seção são discutidos alguns pontos de interesse relacionados às soluções entregues por esta ferramenta, a saber: método de integração adotado, estabilidade do modelo numérico e estratégia de escalonamento de massa.

5.4.1 MÉTODO DE INTEGRAÇÃO ADOTADO

O Abaqus® 6.14 dispõe de algoritmos de integração implícito e explícito para a solução do problema dinâmico. Para as análises conduzidas neste trabalho foi empregado este último, que está vinculado ao Abaqus®/Explicit, enquanto os algoritmos de integração implícito estão associados às ferramentas do Abaqus®/Standard.

O manual *Getting Started with Abaqus* (2012) discute o custo computacional envolvido nos dois métodos. A abordagem de solução explícita necessita de um incremento de tempo pequeno e, portanto, de um maior número de iterações quando comparada à análise implícita, entretanto, como não é necessário a solução de um conjunto global de equações a cada incremento (como ocorre na análise implícita) o seu custo computacional poderá ser menor para determinadas análises, como cargas de explosão, contato, problemas complexos de pós-flambagem e materiais com degradação e falha, por exemplo.

A técnica de integração utilizada no Abaqus®/Explicit é o método da diferença finita central, introduzido no item 5.3.1 para um modelo de 1 GL. Desta forma, o software utiliza as condições cinemáticas de um incremento anterior no intuito de calcular a resposta para o passo atual, o que implica em resolver o equilíbrio dinâmico no início de cada iteração. Este equilíbrio dinâmico é calculado de acordo com a equação (5.35).

$$\tilde{M}\ddot{\tilde{u}} = \tilde{P} - \tilde{I} \quad (5.35)$$

Em que \tilde{P} e \tilde{I} representam as forças externas e internas, respectivamente. Desta forma, \tilde{I} também pode ser reescrito como o produto $\tilde{K}\tilde{u}_o$, conforme registrado por Furlan (2011). Por fim, a aceleração para o primeiro incremento pode ser calculada como $\ddot{\tilde{u}}_{(t)} = \tilde{M}^{-1} | \tilde{P} - \tilde{I} |_{(t)}$.

Como está a se considerar que a aceleração para cada passo de tempo é constante (o que indica a importância do Δt ser pequeno), a mudança de velocidade é somada à velocidade do meio do passo anterior com o intuito de se obter a velocidade no meio do incremento atual, conforme indicado na equação (5.36).

$$\dot{\tilde{u}}_{(t+\frac{\Delta t}{2})} = \dot{\tilde{u}}_{(t-\frac{\Delta t}{2})} + \frac{\Delta t_{(t+\Delta t)} + \Delta t_{(t)}}{2} \ddot{\tilde{u}}_{(t)} \quad (5.36)$$

Desta forma, a nova posição poderá ser determinada a partir da soma entre o deslocamento do passo atual e o incremento de posição resultante do produto entre a velocidade, calculada pela equação (5.36), e o passo de tempo conforme demonstrado na equação (5.37).

$$\tilde{u}_{(t+\Delta t)} = \tilde{u}_{(t)} + \Delta t_{(t+\Delta t)} \dot{\tilde{u}}_{(t)} \quad (5.37)$$

Com o deslocamento do passo anterior e o do passo atual é possível calcular as deformações e, com estas, as tensões. E, com as tensões, procede-se o cálculo para atualização das forças nodais internas, \underline{f} . Sendo assim, será possível avançar para o próximo passo de tempo, no qual um novo valor de aceleração será determinado, através da manipulação da equação (5.35), dando continuidade ao processo de cálculo.

5.4.2 PASSO DE TEMPO ESTÁVEL À ANÁLISE DINÂMICA EXPLÍCITA

A estabilidade da solução está diretamente relacionada ao passo de tempo da integração numérica, Δt . Para todos os efeitos, o *Getting Started with Abaqus* (2012) afirma que o limite de estabilidade definido automaticamente pelo software é eficiente e conservador, de modo que na maioria das aplicações realizadas nesta pesquisa, esta será a opção utilizada. Entretanto, é necessário que os parâmetros envolvidos no cálculo do tempo de estabilização sejam aqui discutidos.

Na seção 5.3.1 foi definido o passo de tempo máximo para o qual o método de integração por diferença finita central permanece estável, sobre tal equação, faz-se as manipulações (5.38) para que este passo de tempo seja reescrito em função da frequência natural do sistema.

$$\Delta t \leq \frac{T}{\pi} = \frac{1/f}{\pi} = \frac{2\pi/\omega}{\pi} \rightarrow \Delta t \leq \frac{2}{\omega} \quad (5.38)$$

Este tempo limite é calculado sem a consideração do amortecimento. O *Abaqus Theory Manual* (2012) indica a equação (5.39), que considera a participação do amortecimento no cálculo do passo de tempo máximo. Acrescenta-se que a presença de amortecimento faz com que o passo de tempo máximo seja ainda menor. Como ilustração, para uma estrutura em concreto com $\xi = 0,02$, o passo de tempo será cerca de 2% inferior àquele calculado sem a consideração do amortecimento.

$$\Delta t \leq \frac{2}{\omega} \left(\sqrt{1 + \xi^2} - \xi \right) \quad (5.39)$$

Embora a equação (5.39) não seja diretamente utilizada no cálculo do tempo de estabilização efetuado pelo Abaqus®, como se verá logo adiante, ela serve para identificar algumas das propriedades mecânicas do sistema que intervêm neste cálculo. Um destes fatores já foi apontado anteriormente, ou seja, a medida em que a razão de amortecimento (ξ) aumenta o tempo limite cai, a própria expressão também já evidencia que quanto maior for a frequência fundamental do elemento analisado (ω), menor será o tempo limite à estabilização.

Em função disso, ao menos outros dois fatores podem ser extraídos desta análise. O primeiro é a densidade do material (ρ), presente nos cálculos do fator de amortecimento, de

modo que à medida que a densidade aumenta, o passo de tempo também aumenta. O segundo é módulo de elasticidade (E), que ao ser aumentado faz com que o passo de tempo diminua, uma vez que está presente no cálculo da rigidez, que por sua vez impacta na frequência fundamental. A Tabela 5.1 resume estas relações qualitativas.

Tabela 5.1 – Alguns dos parâmetros que interferem no cálculo do tempo de estabilização da integração numérica.

	ζ	E	ρ	ω
Δt	Proporção inversa	Proporção inversa	Proporção direta	Proporção inversa

Fonte: Autor.

Em se tratando da abordagem realizada pelo Abaqus®, inicialmente é calculado para todos os elementos finitos do modelo um passo de tempo máximo, Δt , aplicando a equação (5.40), que é uma aplicação da expressão (5.38). Esta metodologia funciona como uma aproximação conservadora, na medida em que o tempo limite adotado é o que tiver resultado em menor valor dentre todos os elementos.

$$\Delta t \leq \text{mínimo} \left(\frac{L_e}{c_p} \right) \quad (5.40)$$

Na equação (5.40), c_p é a velocidade de propagação das *P-waves* no elemento finito analisado, esta velocidade foi definida na seção 4.1 deste trabalho, mas que está reproduzida abaixo na forma da equação (5.41).

$$c_p = \sqrt{\frac{\lambda + 2G}{\rho}} \quad (5.41)$$

O comprimento L_e é a dimensão característica do elemento finito, tal comprimento é calculado de formas diferentes a depender do elemento adotado, para o elemento quadrilateral de 4 nós desenvolvido para o estado plano de deformações e com integração reduzida (CPE4R) este comprimento pode ser calculado por meio da expressão (5.42). Nesta expressão A é a área do elemento e B_i^I é um operador calculado através da integral das funções de forma isoparamétricas no volume, equação (5.43).

$$L_e = \frac{A}{\sqrt{B_i^I B_i^I}} \quad (5.42)$$

$$B_i^I = \frac{1}{V_{\text{elemento}}} \int_{V_{\text{elemento}}} N_i^I dV_{\text{elemento}} \quad (5.43)$$

Ao longo das análises desenvolvidas, alguns cálculos manuais foram realizados apenas para acompanhar a evolução dos passos de tempo. Para estes cálculos, em função da sua natureza especulativa, foram adotadas simplificações para a velocidade da onda, que foi aproximada para uma onda unidirecional, ou seja, com velocidade igual a $c = \sqrt{E/\rho}$ e o comprimento característico do elemento foi tomado igual à sua menor dimensão. Muito embora tais resultados não façam parte deste trabalho, esta simplificação está sendo registrada para eventual interesse do leitor, uma vez que os resultados obtidos por esta aproximação fornecem valores relativamente próximos à solução exata discutida acima.

5.4.3 ESCALONAMENTO DE MASSA

Conforme discussão anterior, na medida em que a malha é refinada, menores são os passos de tempo, Δt . Tal parâmetro se torna crítico, porque o ajuste é feito sobre o menor elemento finito de todo o modelo, de modo que o passo de tempo admitido pode ser excessivamente pequeno. Para contornar tal condição, o Abaqus® dispõe da opção do escalonamento de massa (*mass scaling*).

Um efeito similar ao escalonamento de massa automatizado pelo software poderia ser realizado manualmente. A grosso modo, para atingir um efeito semelhante, o usuário poderia incrementar a densidade do material referente aos elementos finitos de menor dimensão, no intento de que eles deixassem de ser os pontos críticos ao cálculo do passo de tempo estável do modelo. Pois, em conformidade com as equações (5.40) e (5.41) à medida que a massa aumenta, o Δt diminui.

Já o escalonamento de massa automatizado pode ser utilizado de diferentes maneiras. Uma delas é aplicar o escalonamento utilizando um fator de escala constante, apenas para os elementos selecionados manualmente ou para todo o modelo. Uma alternativa é escalonar a massa de um conjunto de elementos previamente selecionados pelo usuário sempre que os cálculos automáticos conduzirem a um passo de tempo inferior a um mínimo estabelecido.

Este último modelo de aplicação foi o adotado nas aplicações numéricas deste trabalho, ou seja, as regiões em que a malha foi excessivamente refinada por imposição da geometria foram selecionadas e sobre elas foi aplicado o escalonamento de massa com restrição. Esta restrição se referiu ao menor passo de tempo admitido para o modelo, calculado utilizando elementos mais representativos da malha.

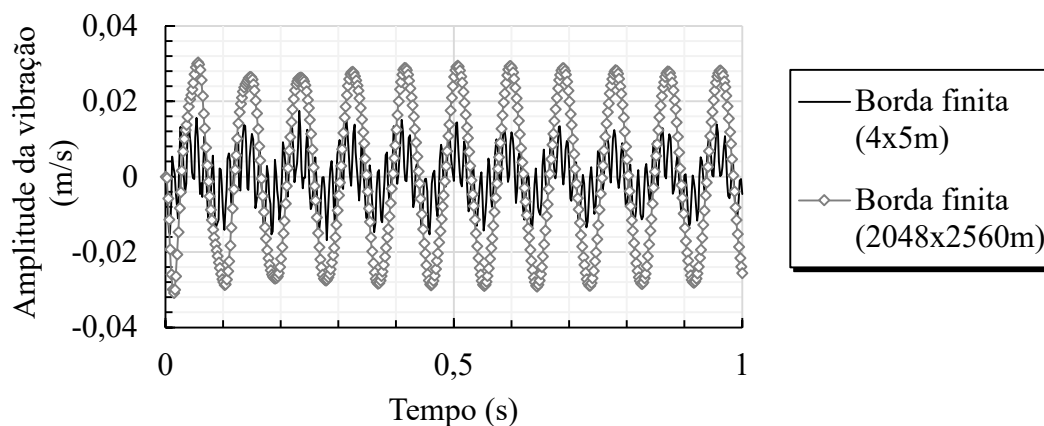
A aplicação do escalonamento de massa em análises dinâmicas deve ser criteriosa, uma vez que alterações na matriz de massa do sistema conduz a modificações nas forças inerciais.

Entretanto, quando a abordagem é feita da forma aqui conduzida, ou seja, aplicando o escalonamento a trechos específicos do modelo, que não são significativos frente à ordem de grandeza do problema, os erros associados a esta aproximação podem ser desprezados. Tais considerações estão em acordo com aquelas indicadas pelo Abaqus Analysis User's Manual (2011).

5.4.4 ADOÇÃO DE ELEMENTOS INFINITOS

O software Abaqus® dispõe de bordas semi-infinitas por meio da adoção de elementos infinitos, implementados de acordo com a formulação proposta por Lysmer e Kuhlemeyer (1969). Assim, para que a efetividade deste mecanismo fosse verificada, dois exemplos foram realizados. No primeiro deles foi modelada uma região retangular de contornos finitos de 4 x 5 m na qual foi imposta uma solicitação dinâmica harmônica e pontual em sua superfície, tal região teve suas dimensões aumentadas até que a vibração em seu ponto médio convergisse. A Figura 7.4 mostra estes dois resultados.

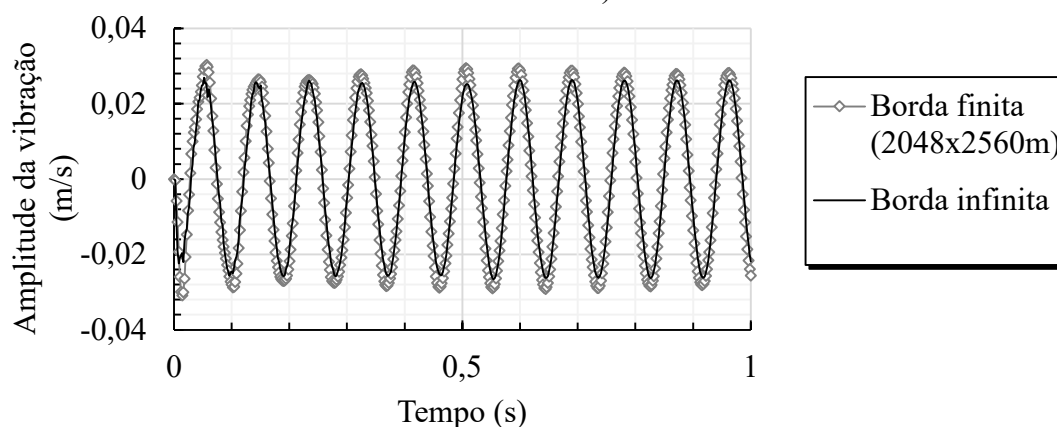
Figura 5.6 – Vibração medida na região central de dois meios finitos com diferentes dimensões.



Fonte: autor.

Assim, considerando que o modelo de 2048 x 2560 m foi aquele que produziu uma reposta equivalente a um de modelo de bordas infinitas, um segundo modelo foi realizado, este semi-circular de raio igual a 160 m e dotado de elementos semi-infinitos em seu contorno. O resultado obtido com este modelo pode ser consultado na Figura 5.7, demonstrando a relevância da aplicação destes elementos no problema aqui estudado.

Figura 5.7 – Comparação da vibração medida na região central de dois meios finitos: sem contornos semi-infinitos (2048 x 2560 m) e com contornos semi-infinitos (borda infinita, 4 x 5 m).



Fonte: autor.

Os usuários do software Abaqus® deverão realizar a introdução destes elementos acompanhada da determinação de um pólo e um vetor perpendicular à superfície do elemento, indicando o sentido e a direção do infinito. Tais propriedades são semelhantes às exigidas aos elementos acústicos. Desta forma, uma estratégia que simplifica a adoção destes elementos utilizando a plataforma Abaqus®/CAE, é a definição de elementos acústicos e do posicionamento do vetor direção por meio das propriedades de controle de malha (*sweep -> redefine sweep path*). Posteriormente, no arquivo *.inp* gerado, os elementos acústicos (do tipo *AC*) poderão ser substituídos por elementos infinitos (por exemplo o *CINPE4*, para estado plano de deformações) para consecutiva geração de um novo modelo a partir do *.inp* modificado.

Desta forma, este capítulo versou inicialmente sobre os aspectos teóricos por detrás do modelo em elementos finitos, ao passo que estabeleceu parâmetros para a correta modelagem do problema em estudo bem como forneceu subsídios dedicados à manipulação do software comercial utilizado durante a pesquisa.



CAMPANHA EXPERIMENTAL

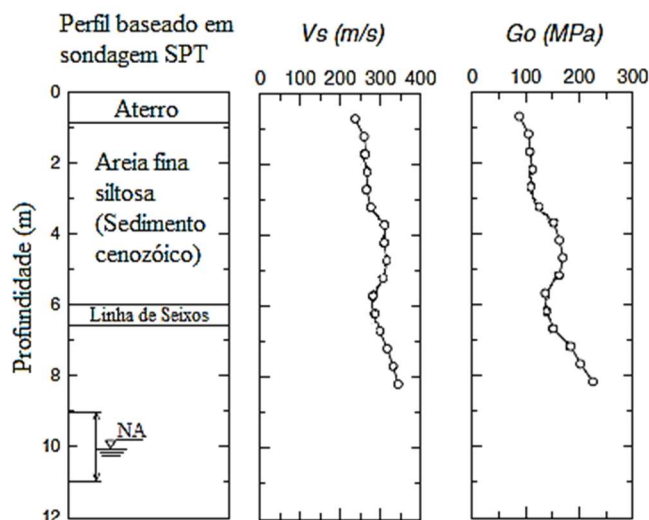
6.1 CARACTERÍSTICAS DO CAMPO EXPERIMENTAL

Para a aquisição de dados de propagação de ondas no solo, foi realizada uma campanha experimental no Campo Experimental de Fundações da EESC/USP, situado na cidade de São Carlos-SP. Este campo foi implementado em 1988 com financiamento da FAPESP (Processos: nº 88/0238-3, nº 91/1142-2 e nº 96/4626-4).

Uma descrição detalhada da geologia do campo experimental, bem como os parâmetros físicos do solo podem ser encontrados nos trabalhos de Machado (1998), Santos (2001) e Soares (2002). De modo geral, a primeira camada deste solo, de cerca de 7 m, é composta de areia fina a média argilosa, colapsível e porosa. Após uma camada de seixos, a próxima camada é composta de um arenito médio bem graduado, cuja composição é 45% de areia e 35% de argila.

A caracterização mecânica do solo, bem como os seus estratos foram obtidos por meio de ensaios de cross-hole e de sondagem à percussão (SPT), registrados nos trabalhos anteriormente citados. Os resultados destes ensaios estão reproduzidos nas Figura 6.1 e Figura 6.2, respectivamente.

Figura 6.1 – Resultado do ensaio Cross-hole associado ao campo experimental



Fonte: Adaptado de Giacheti et al. (2006)

Figura 6.2 – Ensaios de sondagem SPT associados ao campo experimental.



Fonte: extraído de Santos (2011)

As propriedades elásticas, extraídas do ensaio de cross-hole e as camadas do solo, estimadas com o ensaio SPT, serviram para fundamentar a construção dos modelos numéricos discutidos no próximo capítulo.

6.2 CARACTERÍSTICAS E REALIZAÇÃO DO ENSAIO

O ensaio realizado nesta pesquisa consistiu no impacto de uma massa contra o solo, com posterior medição dos níveis de aceleração em três diferentes distâncias. O objetivo nesta campanha foi de identificar o decaimento desta vibração ao longo de um perfil do solo.

Foram utilizados quatro acelerômetros DeltaTron® Type 8344 da Brüel & Kjær, reproduzidos na Figura 6.3, capazes de medir vibrações de 0,2 Hz à 3 kHz. Enquanto o sistema de aquisição empregado foi o NI-DAQmx 9.6.1 da National Instruments™ LabVIEW.

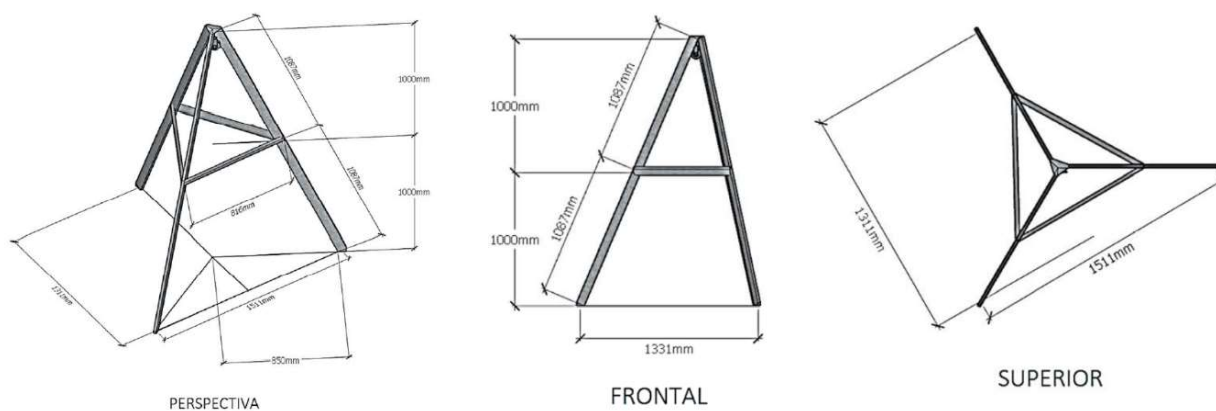
Figura 6.3 – Acelerômetro utilizado na campanha experimental.



Fonte: autor.

Os impactos foram realizados em um furo com 2 m de profundidade, por meio de um peso de 31 kg. Entretanto, o peso era sistematicamente erguido a 1 m de altura, em relação ao solo, com o auxílio de um tripé (Figura 6.4), totalizando uma altura de queda de 3 m.

Figura 6.4 – Projeto do tripé construído para a campanha experimental.

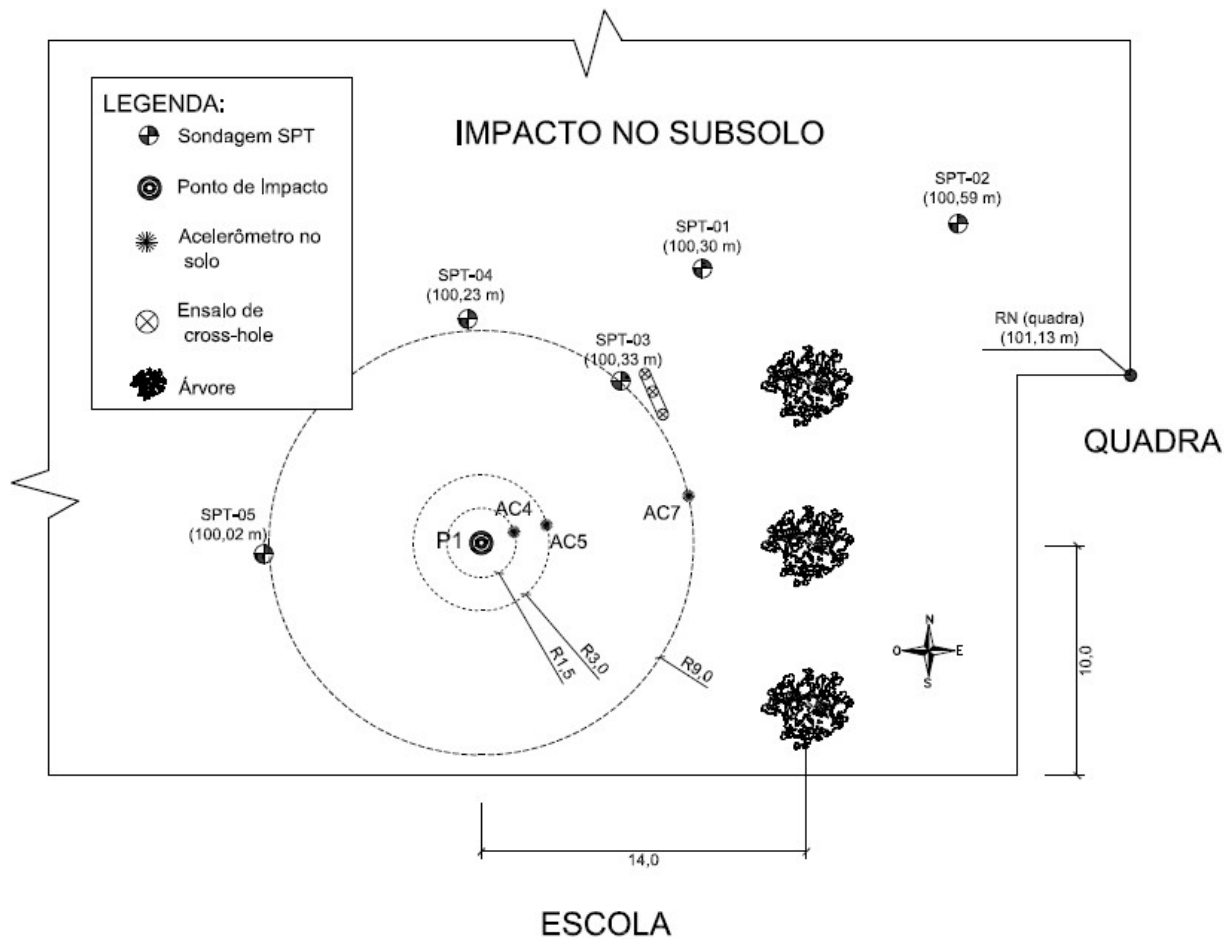


Fonte: autor.

Os impactos foram realizados no ponto P1, indicado no mapa da Figura 6.5. O peso utilizado também foi instrumentado, de modo que as acelerações foram medidas no ponto de aplicação, e nos acelerômetros AC4, AC5 e AC7, localizados a 1,5 m, 3,0 m e 9,0 m de distância do impacto, respectivamente.

Foram selecionados um total de 5 conjuntos de medidas, de modo que os resultados apresentados neste trabalho correspondem a uma média destas medições. A Figura 6.6 registra algumas imagens do ensaio realizado.

Figura 6.5 – Representação do ensaio realizado no Campo Experimental de Fundações da EESC/USP.



Fonte: autor.

Figura 6.6 – Fotografias da campanha experimental.

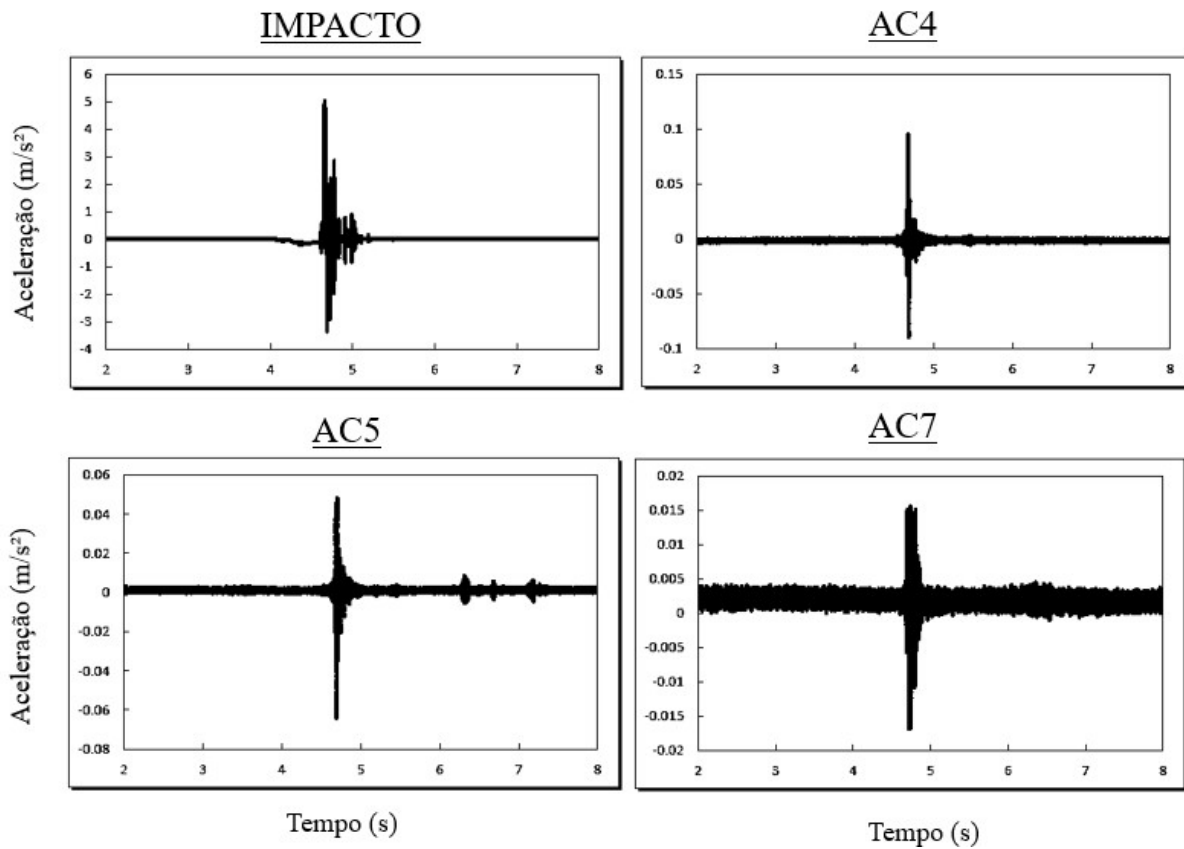


Fonte: autor.

6.3 RESULTADOS OBTIDOS

Conforme anteriormente sinalizado, foram realizadas uma série de impactos, entretanto 5 medições foram selecionadas e os resultados, indicados na Figura 6.7, representam a média destas medições.

Figura 6.7 – Média dos sinais colhidos no domínio do tempo.

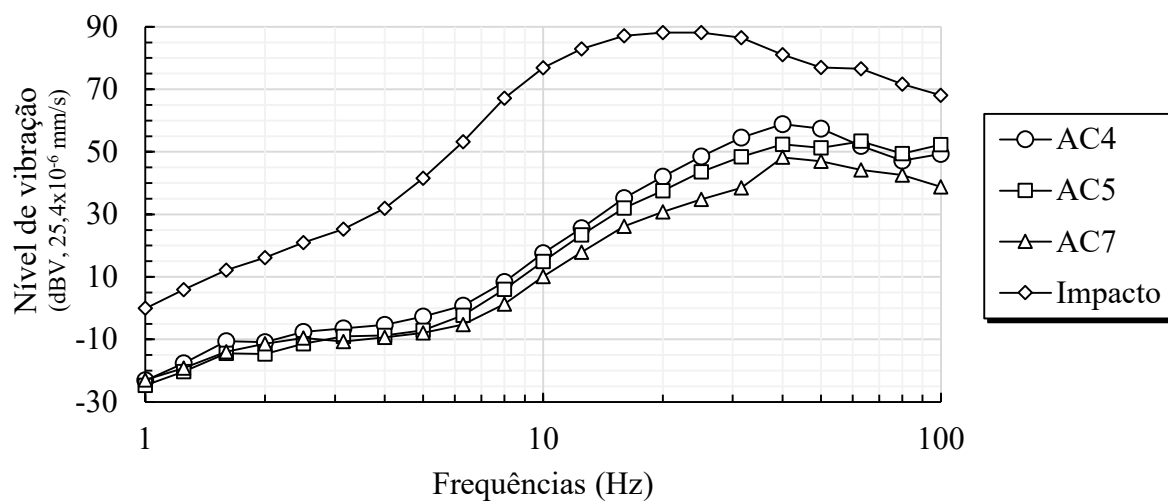


Fonte: autor.

É possível identificar, mesmo no domínio do tempo, que, conforme a distância do impacto aumenta, a energia medida diminui. Entretanto, as análises deste trabalho foram realizadas no domínio da frequência, seguindo discussões depreendidas na seção 4.2.

Assim, as acelerações colhidas, tanto na fonte, quanto nos acelerômetros instalados no solo, foram integradas utilizando a regra do trapézio, no intuito de se obter o espectro de velocidades. Este espectro foi filtrado em bandas de 1/3 de oitava e transformado em dBV, empregando as equações (4.29) (página 67). Este resultado está representado na Figura 6.8.

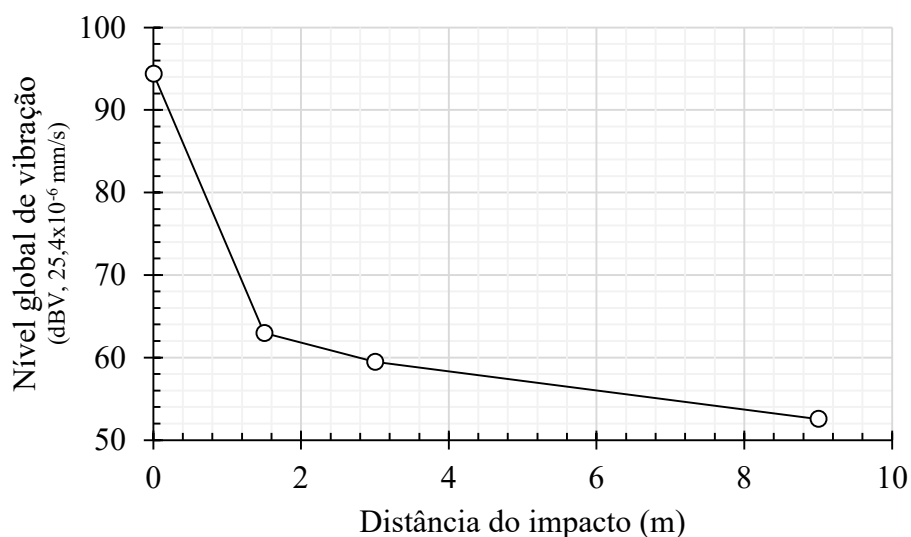
Figura 6.8 – Níveis de vibração colhidos no ensaio experimental.



Fonte: autor.

A partir dos níveis de vibração, filtrados nas bandas de 1/3 de oitava, foi calculado o nível global de vibração para cada um dos acelerômetros. Este resultado está reproduzido na Figura 6.9, na qual o primeiro valor se refere ao ponto de impacto (distância de 0 m).

Figura 6.9 – Decaimento do nível global de vibração medido experimentalmente.



Fonte: autor.

Desta forma, ficam expostos os parâmetros do solo, bem como o seu comportamento quando submetido a vibrações mecânicas. Tais dados servirão de subsídio para a validação de modelos numéricos discutidos no próximo capítulo.



APLICAÇÕES NUMÉRICAS

Neste capítulo serão reproduzidos os resultados das aplicações numéricas que avaliaram desde a geração das vibrações mecânicas, induzidas pelo contato roda/trilho, até a propagação destas vibrações ao longo de um perfil de solo. Além disso, também será dada atenção ao algoritmo de filtragem de sinal em bandas de 1/3 de oitava, em função da recorrência deste filtro no tratamento de vibrações induzidas por sistemas metroviários.

7.1 TRATAMENTO DE SINAL

Este tópico tem por objetivo elucidar ao leitor menos familiarizado as soluções comerciais ao tratamento de sinais. Por este motivo, será feita uma aplicação da função nativa do MATLAB R2015a da transformada rápida de Fourier, bem como a reprodução do algoritmo construído nesta pesquisa para o tratamento do sinal em bandas de 1/3 de oitava.

7.1.1 TRANSFORMADA RÁPIDA DE FOURIER (FFT)

A função nativa do MATLAB® R2015a para a aplicação da Transformada Rápida de Fourier tem na sua sintaxe mais simples a forma: $\text{fft}(x, N)$, na qual x é o conjunto de pontos que se quer transportar do domínio do tempo ao da frequência e N o número de pontos deste novo domínio. Portanto, N deve ser no mínimo igual ao tamanho da amostra x .

Acrescenta-se que a resposta desta `fft` é dada em notação complexa, entretanto, como será de interesse a sua parte real, o seu módulo deve ser calculado. Além disso, para um domínio de frequências que vá de 0 à f , a transformada será simétrica a partir de $0,5f$, isto acontece no ponto coincidente à frequência de Nyquist. Desta forma, na implementação do algoritmo pode-se optar por construir o domínio de 0 à f ou de $-f/2$ à $f/2$. Nesta seção foi escolhida a segunda forma.

Há de se ter em mente que a `fft(x, N)` é aplicada apenas ao conjunto imagem da função que se quer transformar, de modo que o novo domínio (frequências do espectro) deve ser construído separadamente. Assim, para a determinação deste novo domínio, inicialmente deve ser calculado o Δt entre os pontos amostrados, para que a partir dele seja calculada a frequência da amostragem: $f_{\text{samp}} = 1/\Delta t$. Assim, cada ponto do novo domínio (f_i) pode ser determinado pela equação (7.1).

$$\begin{aligned} f_i &= f_{i-1} + 1/(N\Delta t) \\ &= f_{i-1} + f_{\text{samp}}/N \end{aligned} \quad (7.1)$$

Por último, uma correção deve ser realizada no tocante às amplitudes calculadas pela `fft(x, N)`. Esta correção consiste em dividir todo o conjunto imagem por $N/2$.

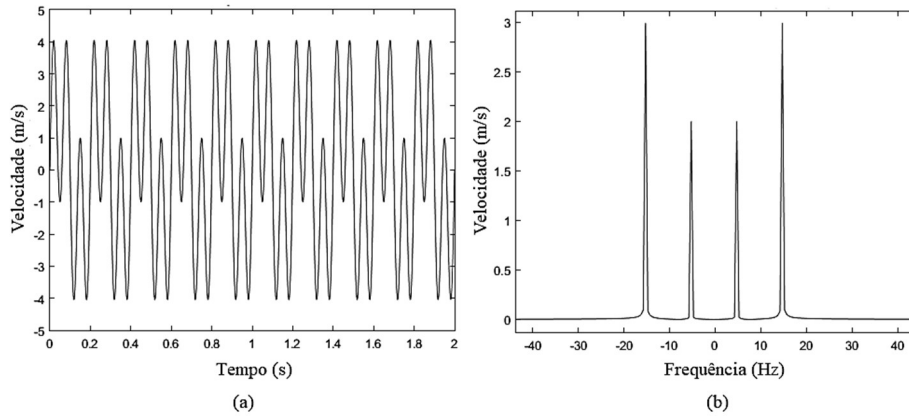
A Figura 7.1 resume o algoritmo produzido a partir dos conhecimentos anteriormente descritos e, por completude, a Figura 7.2 ilustra a sua aplicação sobre a função $v(t) = 2\text{sen}(2\pi 5t) + 3\text{sen}(2\pi 15t)$.

Figura 7.1 – Resumo do algoritmo para aplicação da função `fft(x, N)`.

```

1. Importar dados:
matriz ← dados de v(t) e t amostrados (Modelos numéricos ou
Experimentais)
2. Aplicar a fft():
N = len(t)
V = fft(v, N)
3. Reorganizar a Transformada ao domínio -f/2 à f/2:
V = fftshift(V)
4. Calcular o módulo da Transformada:
V = abs(V)
5. Calcular o Δt e a frequência de amostragem:
Δt = ti - ti-1
fs = 1/Δt
6. Determinar o domínio -f/2 à f/2 e ajustar as amplitudes da
Transformada:
f = (-N/2:N/2-1) * fs/N
V = V / (N/2)
7. Plotar um gráfico para visualização dos resultados:
plot(f, V)
title('Tempo x Velocidade')
xlabel('Frequência (Hz)')
ylabel('Velocidade (m/s)')
```

Figura 7.2 – Aplicação do algoritmo desenvolvido a partir da $\text{fft}(x, N)$ sobre a soma de duas funções harmônicas. (a) histórico no domínio do tempo, (b) espectro de frequência.



Fonte: Autor.

Conforme discutido na seção 4.2, este algoritmo pode ser aplicado a históricos de velocidades (no domínio do tempo) extraídos de análises numéricas ou experimentais no intuito de identificar frequências típicas, como a frequência de passagem das rodas (f_s) ou a frequência característica do carro (f_c), além de outras frequências associadas a irregularidades e/ou características geométricas da via, a fim de verificar a presença de regimes ressonantes.

7.1.2 FILTRAGEM EM BANDAS DE 1/3 DE OITAVA

Recobrando discussão previamente realizada na seção 4.2, o processo de filtragem de um sinal em bandas de 1/3 de oitava pode ser grosseiramente entendido como a aplicação de um conjunto de filtros passa-faixa sobre este sinal. Tal conjunto de filtros teria como frequências de cortes as frequências que delimitam cada banda de 1/3 de oitava. Estas frequências podem ser consultadas na Tabela 7.1, na qual para cada frequência central nominal tem-se os respectivos limites inferior e superior, que delimitam o intervalo daquela banda.

Tabela 7.1 – Bandas de 1/3 de oitava

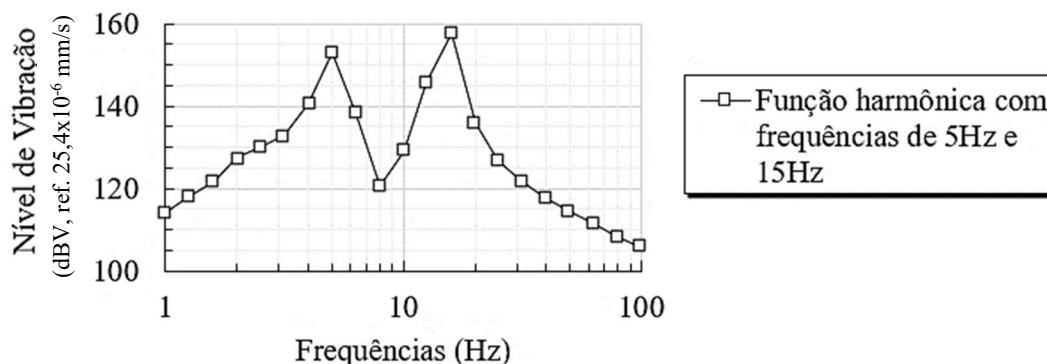
Freq. Central nominal (Hz)	Limite inferior (Hz)	Limite superior (Hz)
1	0	1,12
1,25	1,12	1,41
1,6	1,41	1,78
2	1,78	2,24
2,5	2,24	2,82
3,15	2,82	3,55
4	3,55	4,47
5	4,47	5,62
6,3	5,62	7,08
8	7,08	8,91
10	8,91	11,2
12,5	11,2	14,1
16	14,1	17,8
20	17,8	22,4
25	22,4	28,2
31,5	28,2	35,5
40	35,5	44,7
50	44,7	56,2
63	56,2	70,8
80	70,8	89,1
100	89,1	112

Fonte: autor.

Entretanto, para que os dados tratados estejam adequados à comparação com outros espectros colhidos na literatura é salutar que o filtro utilizado respeite as especificações da ANSI S1.11. Por este motivo, o filtro utilizado neste trabalho foi uma adaptação do trabalho publicado por Couvreur (1998), no qual foi desenvolvido um filtro sobre a plataforma MATLAB® DSP Toolbox. Este algoritmo adaptado, bem como o m-file necessário à sua execução, está integralmente disponibilizado no Apêndice A deste trabalho.

O filtro aqui discutido foi aplicado à função $v(t) = 2\text{sen}(2\pi 5t) + 3\text{sen}(2\pi 15t)$ no intuito de verificar o seu funcionamento, este resultado está demonstrado na Figura 7.3. Salienta-se que, para o correto funcionamento do filtro, é necessário que a frequência de aquisição do sistema (F_s) respeite a inequação $F_s/200 < F_c < F_s/5$.

Figura 7.3 – Aplicação do algoritmo adaptado de Couvreur (1998) ao sinal de uma função harmônica filtrada em bandas de 1/3 de oitava.



Fonte: autor.

Assim, como se verifica na Figura 7.2 (a), uma análise realizada no domínio do tempo não permite a identificação imediata das frequências associadas à vibração. Entretanto, após a filtragem em bandas de 1/3 de oitava, é possível identificá-las, como realizado através da Figura 7.3. Além disso, a análise deste espectro de vibração é de particular interesse a este trabalho, pois fornece os dados necessários ao cálculo do nível global de vibração, conforme equações (4.29), página 67.

7.2 VIBRAÇÃO GERADAS PELO CONTATO RODA TRILHO

O estudo das forças geradas no contato roda/trilho foi realizado a partir de dois modelos distintos. O primeiro modelo foi responsável por descrever 180 m de via e para este será demonstrada a sua validade frente a dados experimentais. O objetivo, portanto, é investigar o nível de vibração gerado e o impacto de parâmetros como a massa do sistema e a rigidez dos apoios. O segundo modelo foi construído para representar apenas 20 m de via e sobre ele foram aplicados um conjunto de irregularidades, o objetivo desta aplicação é avaliar o acréscimo gerado no nível global de vibração por ocasião dessas irregularidades.

O amortecimento considerado para ambos os modelos foi o amortecimento de Rayleigh, para o qual a matriz de amortecimento da estrutura ($[C]$) é dada por uma combinação linear das matrizes de massa ($[M]$) e rigidez ($[K]$), conforme equação (7.2).

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] \quad (7.2)$$

O cálculo dos coeficientes α e β são efetuados a partir da solução do sistema linear escrito sob a forma da expressão (7.3), na qual ω_k representa as frequências naturais e ξ_k a razão de amortecimento para cada um destes modos.

$$\xi_k = \frac{1}{2} \left(\frac{\alpha}{\omega_k} + \beta \omega_k \right) \quad (7.3)$$

Nas análises aqui desenvolvidas as razões de amortecimento foram tomadas como constantes para todos os materiais, não importando o modo de vibração, tal simplificação é usual, de acordo com exposição realizada por Soriano (2014). Assim, os valores de ξ_k corresponderam àqueles registrados na Tabela 2.6 (página 32).

Tendo de se escolher duas frequências naturais para a solução da equação (7.3), recomenda-se que seja depreendida uma análise modal da estrutura no intuito de definir quais modos de vibração mobilizam maior massa, para que a partir desta informação seja possível escolher tais frequências com critério. Os usuários do Abaqus® 6.14 poderão ter acesso a esta informação por meio do data file (arquivo *.dat*) gerado após a análise.

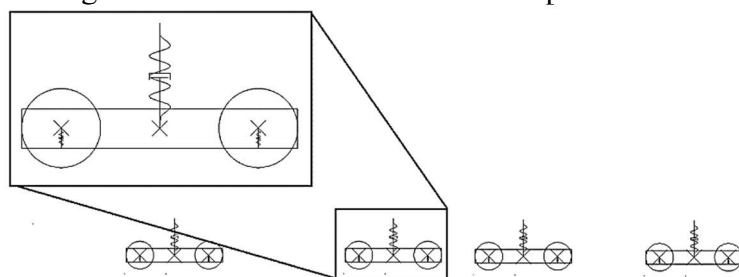
Portanto, foram realizadas análises modais, tanto com o intuito de estimar os parâmetros de amortecimento de Rayleigh, quanto para verificar a convergência de malha de elementos finitos. Neste sentido, salienta-se que a determinação da dimensão dos elementos buscou atender aos critérios discutidos na seção 5.2, deste modo o exame de convergência de malha foi complementar àqueles critérios.

7.2.1 MODELO BIDIMENSIONAL DE 180 METROS

Inicialmente deve ser destacado que, tanto no modelo de 180 m quando no de 20 m, foi aproveitada a condição de simetria da seção transversal, portanto, apenas metade da via e do veículo foram efetivamente modelados.

O veículo adotado para esta simulação foi constituído por um modelo multicorpo e representou dois carros consecutivos, seguindo as propriedades geométricas de um veículo típico de acordo com a CMSP (Tabela 2.7, página 32). As propriedades mecânicas relacionadas às suspensões primária e secundária, massa e inércia do veículo foram aquelas estudadas por Cunha (2011), resumidas na Tabela 2.9 (página 34) deste trabalho. O sistema veicular empregado nas análises está representado na Figura 7.4.

Figura 7.4 – Modelo veicular multicorpo adotado.

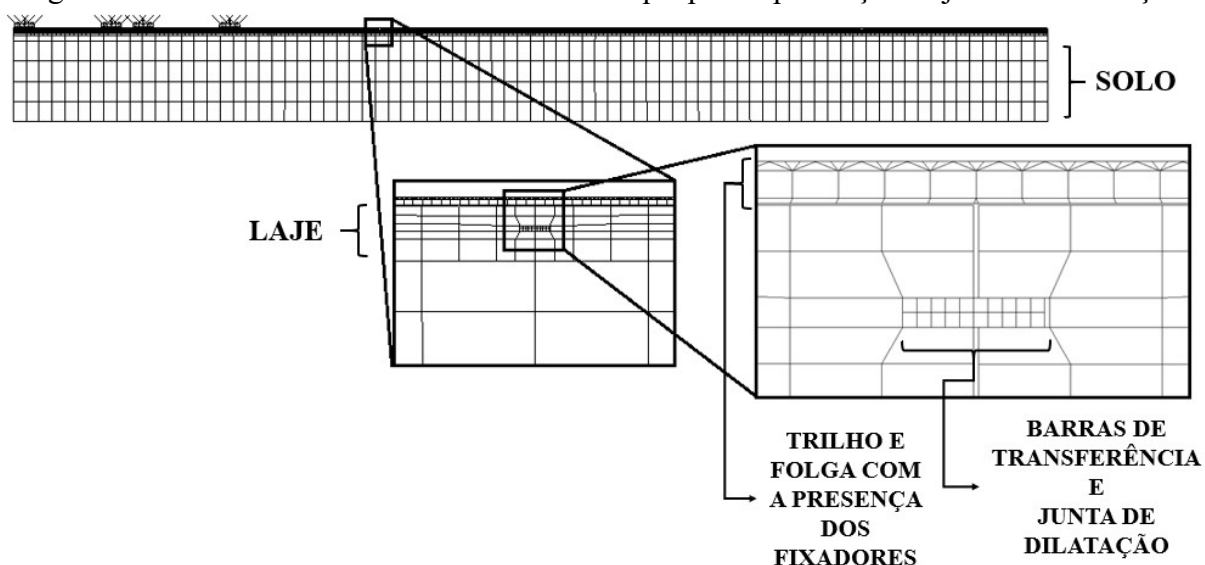


Fonte: autor.

Ainda no que diz respeito ao modelo multicorpo, deve-se destacar a natureza rígida de seus componentes, o que inclui suas rodas. E, sobre estas, especial atenção deve ser dada à discretização em elementos finitos, uma vez que discretizações pobres introduzirão defeitos de achatamento que não se quer avaliar, por isto, neste modelo foram empregados 162 elementos por roda.

Para o modelo de 180 m de via permanente foram incluídos trilhos, fixadores, laje e um meio contínuo em representação do solo. Além disso, o modelo respeitou a presença de juntas de dilatação de 2 cm a cada 45 m de laje, sendo que cada junta contou com a presença das barras de transferência com uma área de aço representativa de $10\phi 38$, valor comum ao estado da prática. Salienta-se que foram empregados elementos finitos de chapa lineares, com tamanhos que variavam segundo o elemento estrutural, partindo de larguras da ordem de 6,25 cm no trilho e alcançando 4,5 m no solo. Destaca-se que os fixadores foram introduzidos por meio de elementos de mola linear com uma rigidez de 84,27 kN/mm. A Figura 7.5 reproduz o modelo criado.

Figura 7.5 – Modelo da via de 180 m com destaque para a presença das juntas de dilatação.



Acrescenta-se que a estratégia de escalonamento de massa (*mass scaling*) foi empregada neste modelo nas regiões referentes ao patim e boleto do trilho, bem como nos elementos de chapa representativos das barras de transferência. Portanto, conforme elucidado nas considerações realizadas no item 5.4.3, esta estratégia foi empregada em regiões específicas, de modo a evitar impactos significativos na matriz de massa do problema dinâmico.

Como a validação do modelo usará dos dados experimentais disponibilizados por Carvalho (2015), as propriedades do aço e do concreto foram retiradas deste mesmo trabalho. Assim, o aço modelado correspondeu às características do ASTM-A36 e o concreto armado foi definido com módulo de elasticidade igual a 43 GPa, coeficiente de Poisson de 0,2 e densidade de 2500 kg/m³.

As propriedades de amortecimento foram determinadas conforme anteriormente discutido, ou seja, com aplicação do amortecimento de Rayleigh substanciado por uma análise dos modos de vibração. Não obstante a isto, os valores inicialmente calculados foram ligeiramente alterados com o intuito de se obter melhores ajustes aos dados de vibração experimentais. Desta forma, os coeficientes de Rayleigh finalmente empregados podem ser consultados na Tabela 7.2.

Tabela 7.2 – Coeficientes de Rayleigh empregados nos modelos longitudinais.

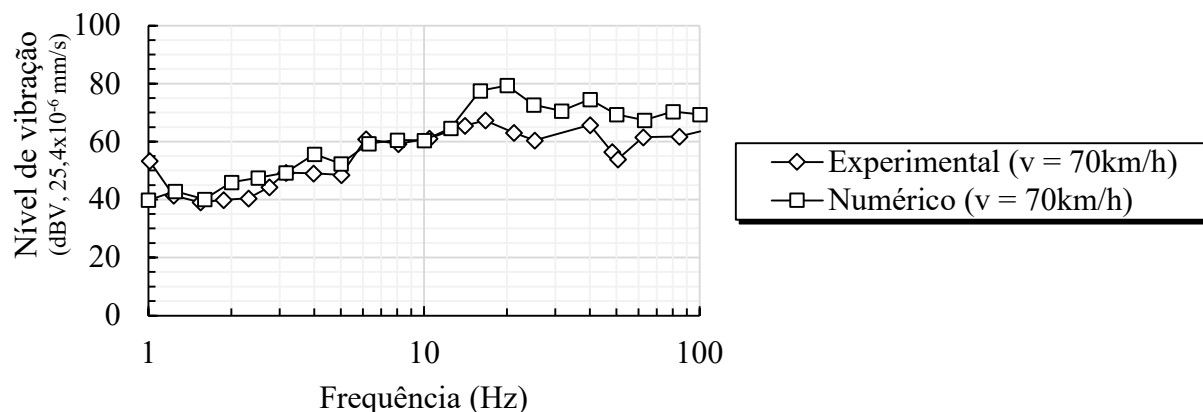
	Concreto	Aço	Solo
α	1,115E-1	4,46E-2	1,676E-2
β	3,121E-4	1,248E-4	4,679E-5

Fonte: autor.

Para a solução do problema dinâmico foi empregado o método da diferença finita central por meio do Abaqus[®]/Explicit. O nível de vibração foi colhido na laje do sistema para dois níveis de velocidade do veículo: 70 km/h e 90 km/h. Tais velocidades foram aplicadas aos centros de massa do veículo multicorpo (Figura 7.4).

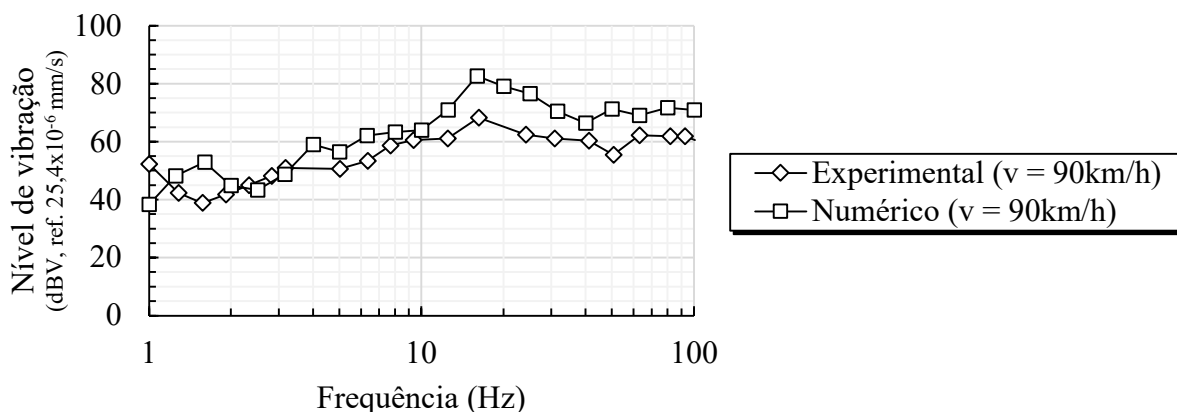
A calibração deste modelo numérico junto aos dados experimentais reproduzidos por Carvalho (2015) pode ser consultada na Figura 7.6 e na Figura 7.7.

Figura 7.6 – Espectro da resposta dinâmica experimental e numérica para o veículo à 70 km/h.



Fonte: autor.

Figura 7.7 - Espectro da resposta dinâmica experimental e numérica para o veículo à 90 km/h.



Fonte: autor.

Embora o espectro de vibração calculado a partir do modelo numérico tenha apresentado comportamento similar aos resultados experimentais, os níveis globais de vibração diferiram em cerca de 10 dBV, conforme demonstrado na Tabela 7.3.

Tabela 7.3 – Comparação dos níveis globais de vibração, em dBV (ref. $25,4 \times 10^{-6}$ mm/s), entre o modelo numérico e os dados experimentais.

Nível global de vibração (dBV)	
Experimental (v = 70 km/h)	74,2
Numérico (v = 70 km/h)	83,8
Experimental (v = 90 km/h)	73,0
Numérico (v = 90 km/h)	85,9

Fonte: autor.

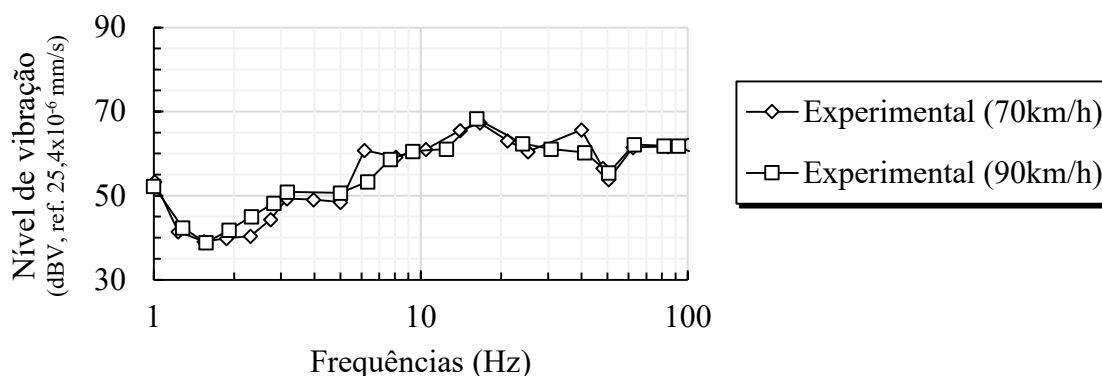
Verifica-se, portanto, que o modelo numérico apresentou níveis globais de vibração superiores aos medidos experimentalmente. Por certo, mecanismos de dissipação presentes na estrutura real, a exemplo de ligações e atrito entre componentes estruturais, não foram contemplados no modelo numérico influenciando nestas diferenças. Entretanto, em função do ajuste alcançado entre os espectros de vibração (Figura 7.6), este modelo foi julgado calibrado.

Assim, de posse deste modelo numérico, os subitens adjacentes trarão os resultados obtidos após a variação de alguns parâmetros, a saber: velocidade, coeficiente de atrito e adoção de diferentes configurações para o sistema massa-mola.

7.2.1.1 Variação no nível global de vibração com a velocidade

Dos dados experimentais disponíveis têm-se as velocidades de 70 km/h e 90 km/h, portanto, a Figura 7.8 reproduz estes dois espectros, destacando a proximidade entre eles, não obstante o incremento da velocidade.

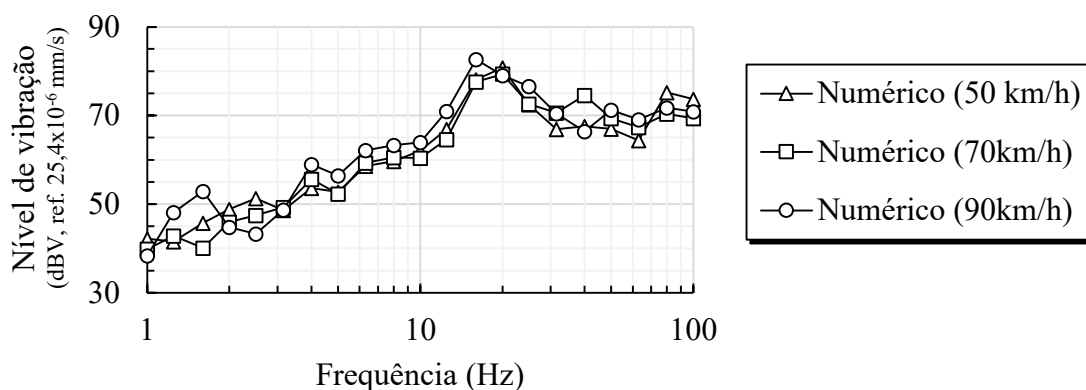
Figura 7.8 – Comparação entre os espectros experimentais para as velocidades de 70 e 90 km/h.



Fonte: autor.

Para o modelo numérico, avaliou-se também o comportamento do sistema quando a uma velocidade de 50 km/h, assim, os espectros dos modelos numéricos foram organizados na Figura 7.9. Destaca-se que, assim como verificado nos dados experimentais, as mudanças no espectro de vibração foram pequenas.

Figura 7.9 - Comparação entre os espectros numéricos para as velocidades de 50, 70 e 90 km/h.



Fonte: autor.

Conforme discussão anterior, de acordo com a estimativa indicada pela FTA (seção 4.3.2.2) o acréscimo do nível de vibração pode ser calculado conforme registrado pela equação (4.33), aqui reproduzida para conforto do leitor.

$$Ajuste(dBV) = 20 \cdot \log \left(\frac{Velocidade}{Veloc_{referência}} \right)$$

Assim, para demonstrar o comportamento do modelo numérico aqui calibrado, o acréscimo do nível global de vibração será comparado para as três situações, ou seja, para o modelo aqui desenvolvido, para os dados experimentais e para a estimativa da FTA. Tais comparações podem ser consultadas na Tabela 7.4.

Tabela 7.4 – Variação no nível global de vibração, em dBV (ref. 25,4x10⁻⁶ mm/s), na laje com a velocidade.

	Numérico	Experimental	FTA
50 → 70 km/h	+ 2,1 dBV	-	+ 2,9 dBV
70 → 90 km/h	- 0,7 dBV	- 1,2 dBV	+ 2,2 dBV

Fonte: autor.

Destaca-se que, de acordo com a equação (4.33), é esperado que um aumento da velocidade do veículo conduza a um incremento do nível global de vibração. Entretanto, isto não foi verificado para os dados experimentais aqui reproduzidos (70 km/h e 90 km/h). Portanto, o modelo numérico, ajustado a estes dados experimentais, também apresentou o mesmo comportamento para estas velocidades.

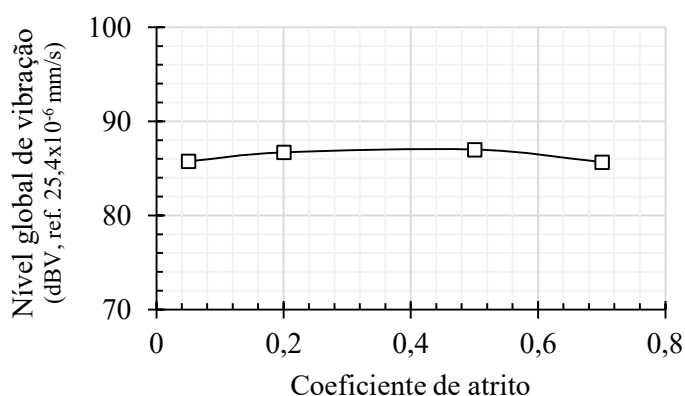
Tal comportamento, muito embora seja possível (conforme verificação experimental), não é o usual. E, isto pode ser indicado por meio da avaliação numérica quando da passagem do veículo a 50 km/h, que apresentou comportamento semelhante à estimativa da FTA, ou seja, um acréscimo no nível global de vibração.

7.2.1.2 Variação do coeficiente de atrito

O coeficiente de atrito é um dos parâmetros para o qual não se tem um valor de referência às vias em estudo. Por este motivo se mostrou útil propor a variação deste parâmetro e verificar o seu impacto no modelo.

Acrescenta-se que o relatório encomendado pela FRA (Federal Railroad Administration) intitulado *A Survey of Wheel/rail Friction* (MAGEL, 2017) afirma que este coeficiente para o contato aço/aço varia de 0,05 a 0,7. Desta forma, foram realizadas análises de modo a cobrir todo este intervalo. Os resultados obtidos estão registrados na Figura 7.10.

Figura 7.10 – Impacto do coeficiente de atrito no nível global de vibração.



Fonte: autor.

Neste trabalho foi adotado o valor de 0,3, entretanto, conforme demonstrado, verificou-se que a magnitude deste valor não afetou significativamente o nível global de vibração do modelo numérico.

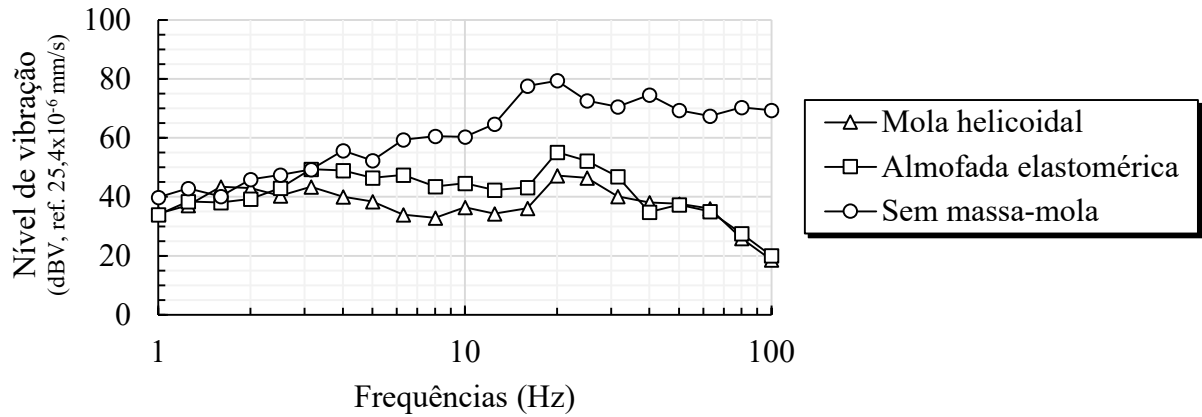
7.2.1.3 Adoção de um sistema massa-mola

Conforme descrição anterior, o modelo utilizado para a calibração consistia em um sistema no qual a laje se encontra diretamente apoiada sobre o invert do túnel (ou seja, sem sistema massa-mola). Portanto, neste item foi investigado o impacto que a adoção do sistema de lajes flutuantes trouxe para a via analisada.

Desta forma, a laje e a sua base que estavam diretamente fixados (Figura 7.5), agora receberam uma distância de 3 cm, de modo que a ligação entre eles foi realizada por meio de

molares lineares representativas dos apoios resilientes. Tal resultado está demonstrado no espectro da Figura 7.11.

Figura 7.11 – Espectros de vibração medidos no invert do túnel antes e após a adoção do sistema de lajes flutuantes para uma velocidade de 70 km/h.



Fonte: autor.

Assim, a adoção das lajes flutuantes (sistema massa-mola), seja com molas helicoidais seja com almofadas elastoméricas, consistiu na implementação de molares lineares com rigidezes de 6,63 kN/mm para as molas helicoidais e 14,86 kN/mm para as almofadas elastoméricas sempre espaçadas em 2,25 m (seção 2.1).

Tal solução de controle conduziu a uma atenuação de pelo menos 24 dBV, conforme se pode consultar na Tabela 7.5.

Tabela 7.5 – Nível global de vibração, em dBV (ref. 25,4x10⁻⁶ mm/s), antes e após a instalação das lajes flutuantes para uma velocidade de 70 km/h.

	Nível global de vibração (dBV)
Sem sistema massa-mola	83,8
Almofada elastomérica	59,8
Mola helicoidal	53,8

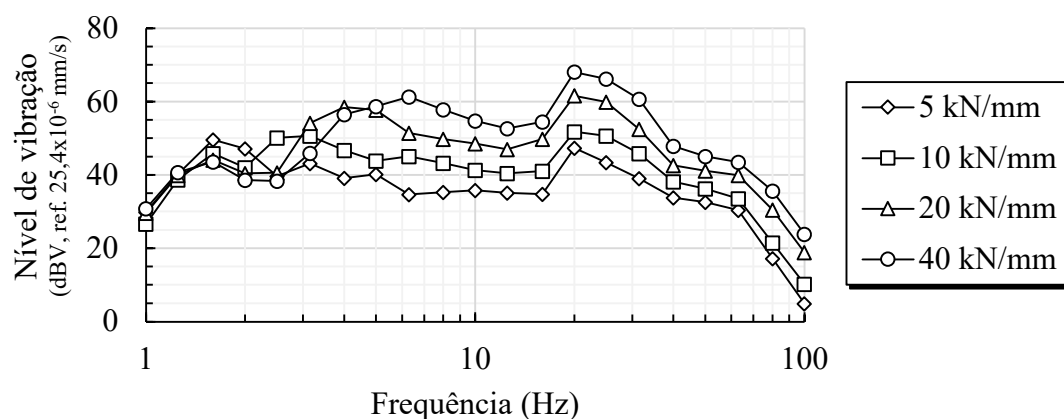
Fonte: autor.

Portanto, verifica-se a eficiência do sistema de lajes flutuantes, sobretudo a partir das frequências de 2,0 Hz, conforme é possível verificar no espectro da Figura 7.11. Além disso, o sistema proporcionou uma atenuação no nível global de vibração de no mínimo 24 dBV para os casos analisados.

7.2.1.4 Variação da rigidez do sistema massa-mola

Conforme discussões conduzidas no desenvolvimento teórico desta pesquisa, a rigidez do sistema de lajes flutuantes tem um impacto preponderante no grau de atenuação fornecido pelo sistema. Portanto, neste subitem demonstra-se o comportamento da via em estudo quando da variação desta grandeza. A Figura 7.12 reproduz o espectro de vibração para diferentes valores de rigidez da base da laje flutuante (invert do túnel).

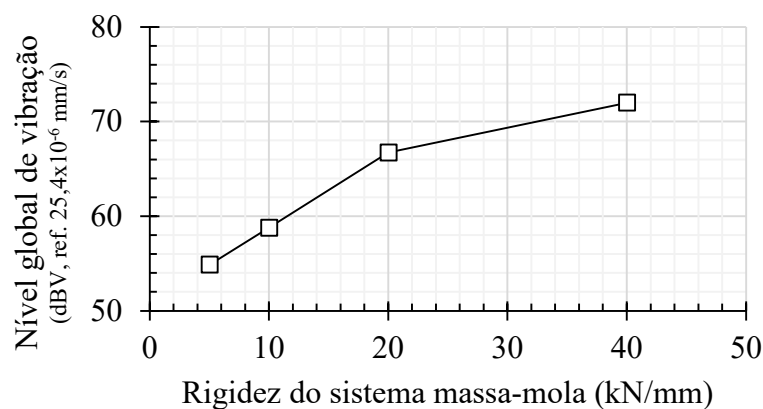
Figura 7.12 – Espectros de vibração medidos no invert do túnel para a via em lajes flutuantes com diferentes valores de rigidez em seus dispositivos de apoio.



Fonte: autor.

Por fim, para evidenciar o impacto dessas soluções no nível global de vibração, estes valores foram traduzidos na curva expressa pela Figura 7.13. Por completude, recorda-se que o nível global de vibração para esta via sem a adoção do sistema de lajes flutuantes foi de 83,8 dBV.

Figura 7.13 – Variação do nível global de vibração com a rigidez do aparelho de suporte da laje flutuante.



Fonte: autor.

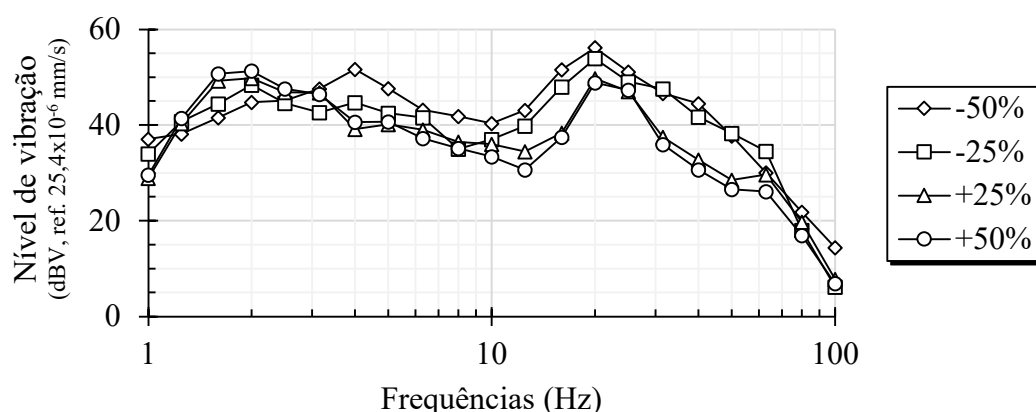
Verificou-se, portanto, uma significativa diferença na atenuação gerada quando da diminuição da rigidez dos apoios das lajes flutuantes. Tal constatação indica uma relação inversa entre o nível de atenuação e a rigidez do sistema de apoio.

7.2.1.5 Variação da massa do sistema massa-mola

Muito embora Huang et al. (2018) já tenham advertido sobre o fato de que alterações na massa do sistema de laje flutuantes como alternativa ao controle de vibrações pode ser contraproducente, nesta seção foi realizada uma variação deste parâmetro no intuito de investigar a sua validade para um intervalo de valores.

Desta forma, o que se fez foi uma variação da massa a partir da densidade do material. Assim, foi utilizado o valor de 2500 kg/m^3 como referência de modo que os demais valores experimentados corresponderam a variações relativas. Os espectros obtidos com esta avaliação estão resumidos na Figura 7.14.

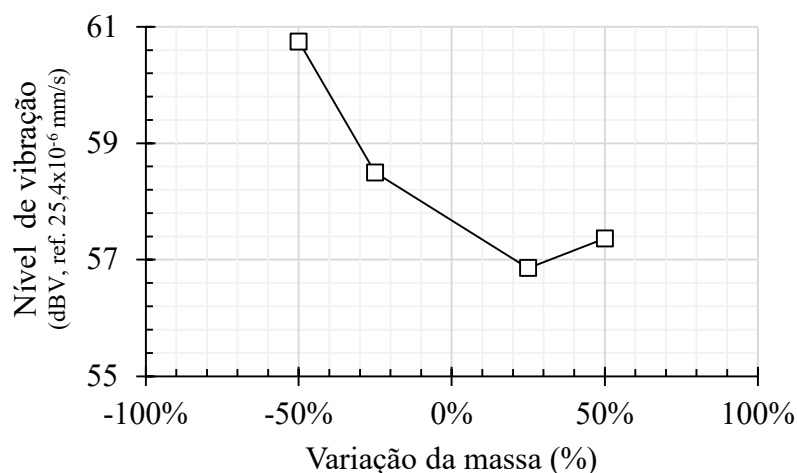
Figura 7.14 – Impacto da variação da massa nos espectros de vibração medidos no invert do túnel.



Fonte: autor.

Para o modelo estudado, verificou-se que a solução do incremento de massa, que pode se dar tanto por modificações no material empregado, como por ligeiras alterações na seção transversal da via, é efetiva apenas para uma faixa de valores, conforme demonstrado na Figura 7.15.

Figura 7.15 - Variação do nível global de vibração com a massa do sistema.



Fonte: autor.

Assim, muito embora fique demonstrada a eficácia do acréscimo de massa ao sistema, tais resultados ficaram restritos a uma faixa de valores para a geometria aqui estudada. Salienta-se que o acréscimo no nível global de vibração para o último incremento de massa pode estar associado a um regime ressonante nas frequências de mais baixa excitação, pois, conforme espectro registrado na Figura 7.4, após os 10 Hz, este sistema apresentou um nível de vibração sistematicamente inferior às demais soluções, de menor massa.

7.3 IMPACTO DA RUGOSIDADE NA RESPOSTA DINÂMICA

Um dos objetivos deste trabalho é avaliar a participação das rugosidades dos trilhos na resposta dinâmica. Portanto, neste tópico inicialmente será descrita a estratégia para consideração destas rugosidades junto ao software Abaqus® para que na sequência sejam discutidos os modelos e seus resultados.

7.3.1 IMPLEMENTAÇÃO DA RUGOSIDADE NO TRILHO

A rugosidade implementada foi aquela abordada na seção 2.3 (página 35). Dessa forma, foi desenvolvido um algoritmo em Python responsável por reproduzir a geometria gerada por meio da função $y(x)$, definida na equação (2.3), abaixo reproduzida para a comodidade do leitor.

$$y(x) = \sqrt{2} \sum_{k=1}^{N-1} \alpha_k \cos(\omega_k x + \varphi_k)$$

É pertinente o comentário a respeito de alguns detalhes envolvidos neste desenvolvimento. O primeiro deles diz respeito ao fato de que o sinal representativo das

irregularidades existe em um domínio espacial, de modo que as definições relativas às suas frequências e períodos serão diferentes daquelas aplicadas às ondas no domínio do tempo, usualmente denotadas por $y(t)$.

Assim, os períodos associados à onda representada pela equação (2.3) possuem unidade de comprimento, de modo que as frequências assumem unidade inversa ao comprimento. Esta definição é matematicamente consistente, pois o argumento das funções trigonométricas deve ser adimensional e, estando a coordenada x escrita em metros, isto só será possível se o vetor de frequências ω_k possuir unidade de rad/m . Assim, a esta última definição dá-se o nome de frequência angular espacial.

Em função disso, as frequências associadas às irregularidades podem ser calculadas diretamente a partir dos comprimentos de onda conforme indicado pela equação (7.4).

$$\lambda = \frac{1}{f} = \frac{2\pi}{\omega} \rightarrow \omega_k = \frac{2\pi}{\lambda_k} \quad (7.4)$$

Outro detalhe importante diz respeito à discretização do domínio para a correta construção gráfica da equação (2.3). Desta forma, o comprimento do trilho (L), que representa o domínio no qual a equação (2.3) será escrita, deve ser igualmente dividido em comprimentos Δx iguais a $T_k/2$, em que T_k é o período associado à frequência ω_k . Elucida-se que foi utilizado $T_k/2$ ao invés de T_k por conta da Frequência de Nyquist (seção 4.2), segundo o qual a amostra do sinal deve ser de no mínimo o dobro da frequência do sinal amostrado. O desenvolvimento (7.5) aplica este teorema aos períodos de aquisição.

$$\begin{aligned} f_{aquisicao} &= 2 \cdot f_{real} \\ T_{aquisicao} &= \frac{T_{real}}{2} \\ \Delta x = \frac{T_{real}}{2} &\rightarrow \Delta x = \frac{1/f_{max}}{2} = \frac{1/\omega_{max}/2\pi}{2} = \frac{\pi}{\omega_{max}} \end{aligned} \quad (7.5)$$

Deve-se definir também para qual frequência do vetor ω_k os comprimentos Δx serão calculados, uma vez que estas frequências variam de modo a cobrir todos os comprimentos de onda entre λ_{min} e λ_{max} . A solução aqui estabelecida foi que Δx deve ser calculado para o período mínimo, ou seja, aquele calculado sobre λ_{min} , pois sendo a discretização suficiente aos trechos de maior frequência, os de menor também terão atendidos.

A Figura 7.16 resume o procedimento de cálculo, estabelecido sobre as premissas acima descritas, ao passo que a Figura 7.17 ilustra o perfil criado para um comprimento $L = 400 \text{ m}$ de

uma via com baixo grau de perturbação, de acordo com os critérios estabelecidos pelo padrão germânico.

Figura 7.16 – Procedimento de cálculo para a determinação do perfil de rugosidades.

1. **Determinação da classe de qualidade da via ferroviária (A_p , ω_1 , ω_2).**
2. **Cálculo das frequências limites a partir dos comprimentos de onda determinados:**

$$\omega_{\min} = 2 * \pi / \lambda_{\max}$$

$$\omega_{\max} = 2 * \pi / \lambda_{\min}$$
3. **Determinação do $\Delta\omega$ e, por consequência, do vetor $\omega[k]$.**

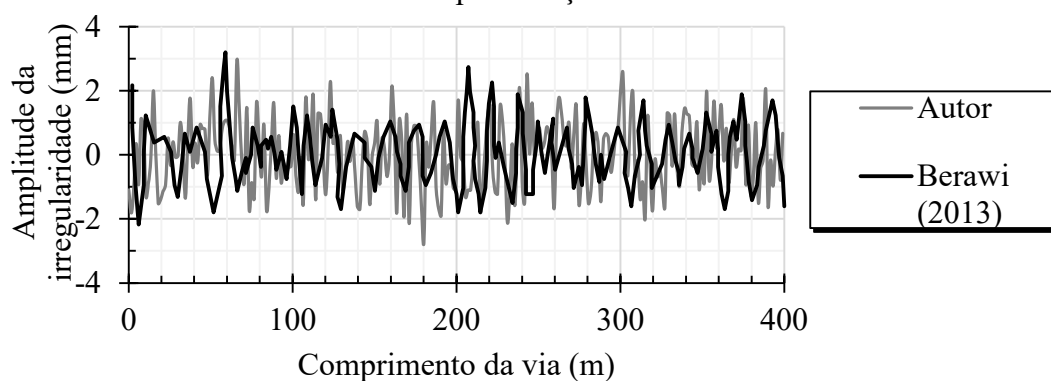
$$\omega[k] = [\omega_{\min}, \omega_{k-1} + \Delta\omega, \dots, \omega_{\max}]$$
4. **Cálculo do vetor $S[k]$ e $\alpha[k]$ para $k = 1, 2, \dots$, comprimento($\omega[k]$):**
 $S[k] \rightarrow$ German PSD Standard, Tabela 2.11
 $\alpha[k] \rightarrow$ equações (2.4) à (2.7)
5. **Cálculo de Δx e, por consequência, determinação do vetor $x[i]$:**

$$\Delta x = \pi / \omega_{\max}$$

$$x[i] = [0, x_{i-1} + \Delta x, \dots, L]$$
6. **Determinação do perfil de irregularidade:**
 enquanto $i < \text{comprimento}(x[i])$:
 $k = 0$
 enquanto $k < \text{comprimento}(\omega[k])$:
 $\phi[k] = \text{valor_randômico}(0, 2\pi)$
 $y[i] = y[i] + (2^k) * \alpha[k] * \cos(\omega[k] * x[i] + \phi[k])$
 $k = k + 1$
 $i = i + 1$

Fonte: Autor.

Figura 7.17 – Perfil de irregularidade gerado para 400 m de via considerando baixa perturbação.



Fonte: Autor.

A impressão do perfil de irregularidades ao modelo numérico foi feita na etapa de descrição geométrica. Desta forma, para a implementação deste perfil junto ao software Abaqus®, foi utilizada a linguagem Python, adaptando o procedimento de cálculo descrito anteriormente.

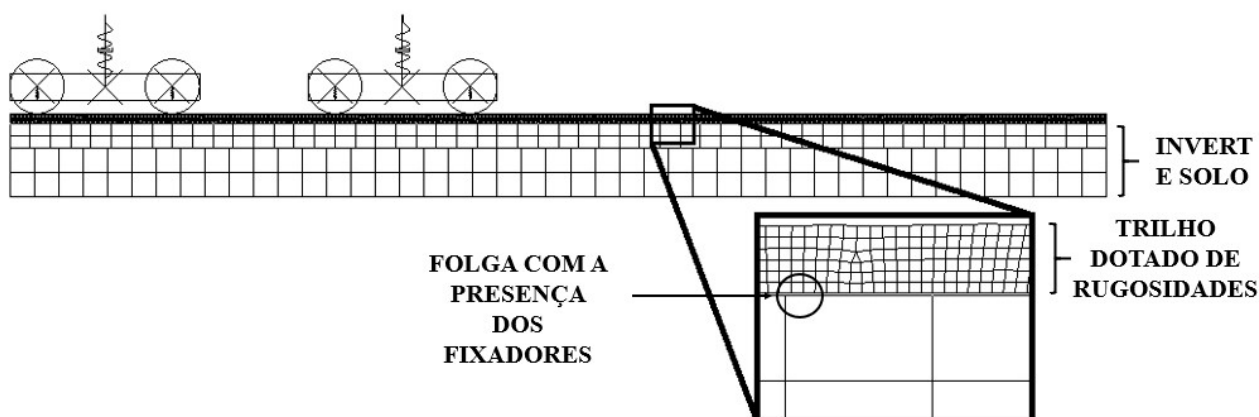
7.3.1.1 APLICAÇÃO A UM MODELO BIDIMENSIONAL SIMPLIFICADO

Uma vez descrita a geometria irregular, restaria a escolha do elemento para a representação do trilho. No contexto da análise bidimensional, duas opções eram possíveis: a aplicação de elementos de viga, de modo que a própria definição da sua geometria já seria representativa da rugosidade ou a utilização de elementos de chapa, para os quais a irregularidade seria responsável por descrever a face superior do modelo.

A representação por meio de elementos de chapa traz um inconveniente no tocante ao número de elementos finitos gerados. Entretanto, a impressão do perfil de rugosidade em elementos de barra geral altera não apenas a superfície do trilho, mas também a sua forma, o que pode atribuir ao modelo uma rigidez associada à sua nova geometria.

Em função disso, preferiu-se a aplicação das irregularidades à superfície de elementos de chapa. Tal aplicação, em função da necessidade de maior discretização da malha, foi realizado para um segundo modelo bidimensional simplificado, com apenas 20,25 m de extensão. A Figura 7.18 reproduz este modelo, que é dotado de cinco camadas, a saber: trilho, fixadores (trilho/laje), laje, invert do túnel e solo.

Figura 7.18 – Modelo bidimensional de 20,25 m dotado de trilhos irregulares.



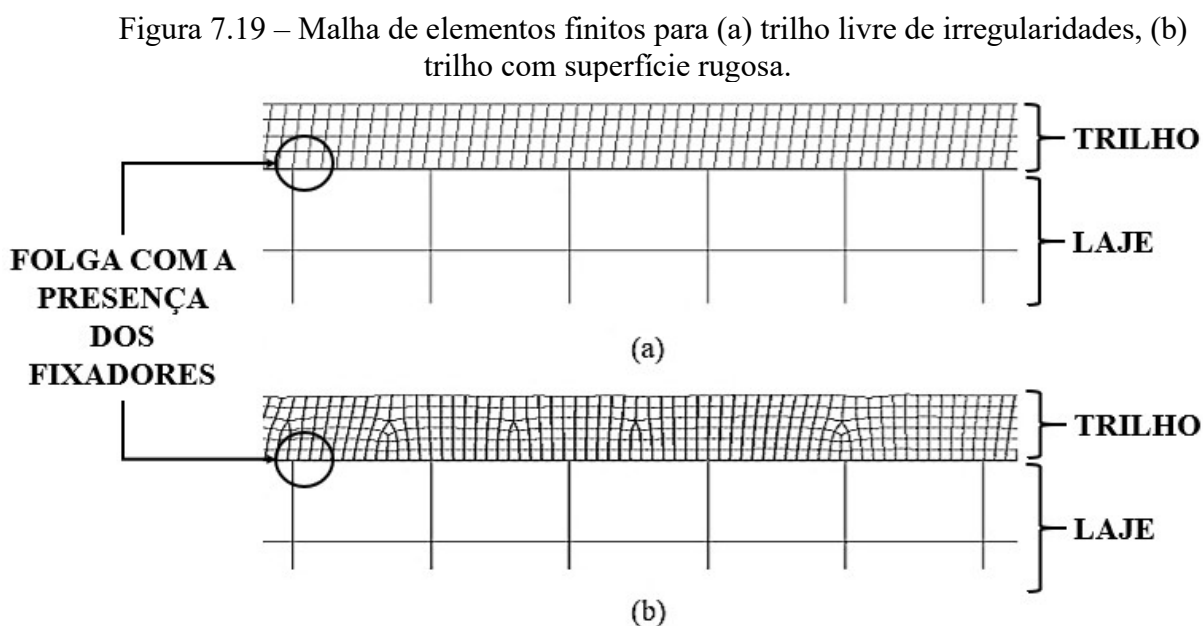
Fonte: Autor.

Salienta-se que as propriedades mecânicas dos materiais e constantes de amortecimento foram as mesmas consideradas no modelo bidimensional de 180 m, de modo que as modificações podem ser resumidas nos seguintes pontos: (i) redução do comprimento da via,

(ii) diminuição do meio representativo do solo, (iii) representação do modelo veicular por meio de dois truques adjacentes e (v) incorporação das rugosidades nos trilhos descritos por elementos de chapa.

A comparação entre os níveis de vibração deste modelo àqueles obtidos para a via de 180,0 m não pode ser feita, na medida em que as estruturas foram excitadas por cargas móveis diferentes. Diante disso, para comparação entre as respostas dinâmicas antes e após a implementação das irregularidades, foi produzido um segundo modelo, semelhante ao de 20,25 m, entretanto sem a consideração das irregularidades. E, em função da extensão, a função PSD empregada nesta aplicação foi aquela que possibilitasse a análise das rugosidades com menor comprimento de onda dentre as estudadas, ou seja, a German PSD Standard.

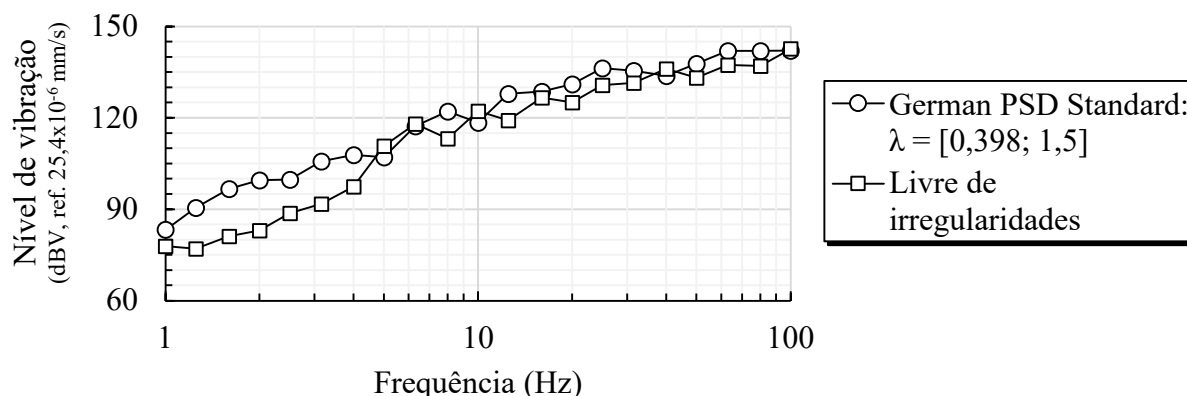
Uma importante consideração diz respeito às malhas de elementos finitos que guardaram as mesmas proporções entre o modelo livre de irregularidades e o de trilho rugoso, com ligeiras diferenças devido a presença de tais irregularidades. A Figura 7.19 demonstra esta comparação.



Fonte: autor.

Portanto, foi implementado um perfil de irregularidade equivalente à uma via com baixa perturbação (boas condições de manutenção) para os comprimentos de onda de 0,394 a 1,5 m. A Figura 7.20 reproduz os espectros de vibração gerados.

Figura 7.20 – Níveis de vibração para as vias livre e com irregularidades consideradas com veículo a 70 km/h.



Fonte: autor.

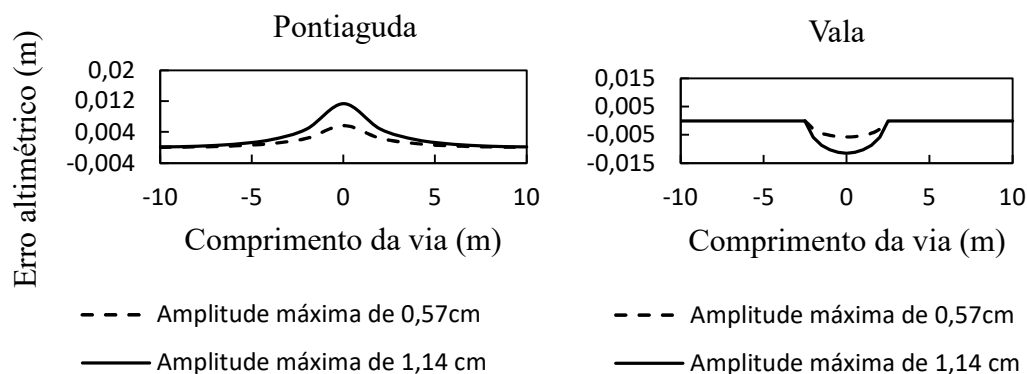
É importante observar que irregularidades de diferentes comprimentos de onda podem incrementar o nível de vibração em diferentes frequências. No exemplo estudado, modelado com irregularidades de curto comprimento de onda, verificou-se uma maior excitação para as frequências abaixo de 10 Hz. Por fim, ao analisar o nível global de vibração, verificou-se que a implementação deste perfil de rugosidade conduziu a um acréscimo de 2,4 dBV em relação à via perfeitamente lisa.

7.3.2 IRREGULARIDADES ISOLADAS: ERROS ALTIMÉTRICOS

Outra natureza de irregularidade diz respeito aos defeitos pontuais, conforme definido em Garg e Dukkipati (1984) e discutido na seção 2.3 deste trabalho. Assim, duas das funções propostas por estes autores serão aqui reproduzidas sob a forma de defeitos altimétricos, um positivo (pontiagudo) e outro negativo (vala).

Os parâmetros A e k , responsáveis por particularizar as funções de irregularidades isoladas, foram adaptadas de Frýba (1996). Assim, as amplitudes (A) assumiram os valores de 0,57 e 1,14 cm para ambos os defeitos, enquanto a variável k foi fixada em 0,43 m para todas as combinações. A Figura 7.21 representa graficamente as funções modeladas.

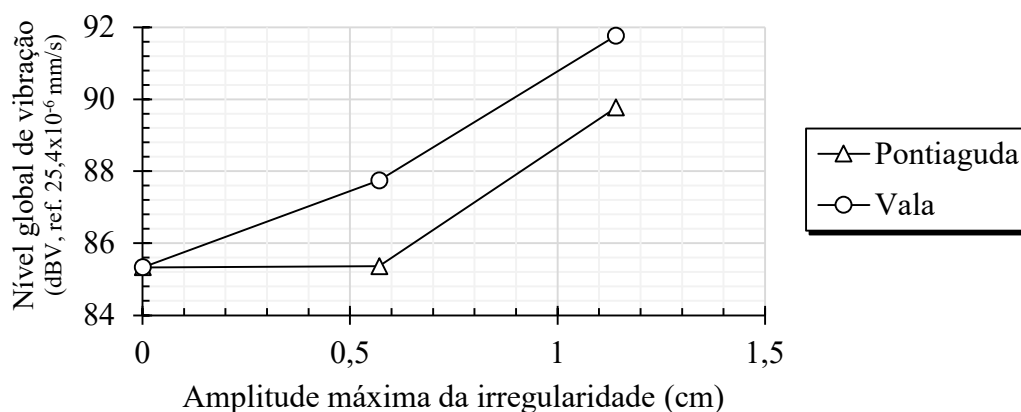
Figura 7.21 – Representação gráfica das funções de irregularidade isolada para 20 m de via.



Fonte: autor.

A estratégia empregada para a adaptação destas funções ao modelo em elementos finitos foi a mesma empregada às irregularidades aleatórias, descrita no item 7.3.1. Também foi empregado o mesmo modelo numérico de via reduzida a 20,25 m para a implementação das irregularidades altimétricas. Assim, a Figura 7.22 demonstra o acréscimo do nível global de vibração verificado nesta aplicação.

Figura 7.22 – Variação do nível global de vibração após a implementação das irregularidades altimétricas.



Fonte: autor.

Assim, verificou-se que tal defeito altimétrico conduziu a um aumento de aproximadamente 6,5 dBV no nível global de vibração. Entretanto tal acréscimo deve ser compreendido como um resultado particular, uma vez que está diretamente relacionado à função de irregularidade estudada e de seus valores de amplitude máxima.

7.4 PROPAGAÇÃO DE ONDAS EM UM CONTÍNUO ELÁSTICO LINEAR

Em acordo com as discussões conduzidas na seção 5.1, para o problema em tela, ou seja, a propagação de vibrações produzidas por um sistema metroviário ao longo do solo, a aproximação através de um meio elástico linear e contínuo é suficiente. Entretanto, há de se considerar a implementação de contornos semi-infinitos para impedir a reflexão de ondas por estas regiões, conforme demonstrado no item 5.4.4.

Desta forma, nesta seção será inicialmente demonstrada a eficiência do modelo numérico frente aos dados colhidos no Campo Experimental de Fundações da EESC/USP (capítulo 6), para que na sequência sejam discutidos a magnitude do erro com a aproximação bidimensional e a variação de alguns parâmetros vinculados a esta.

7.4.1 VALIDAÇÃO DO MODELO NUMÉRICO

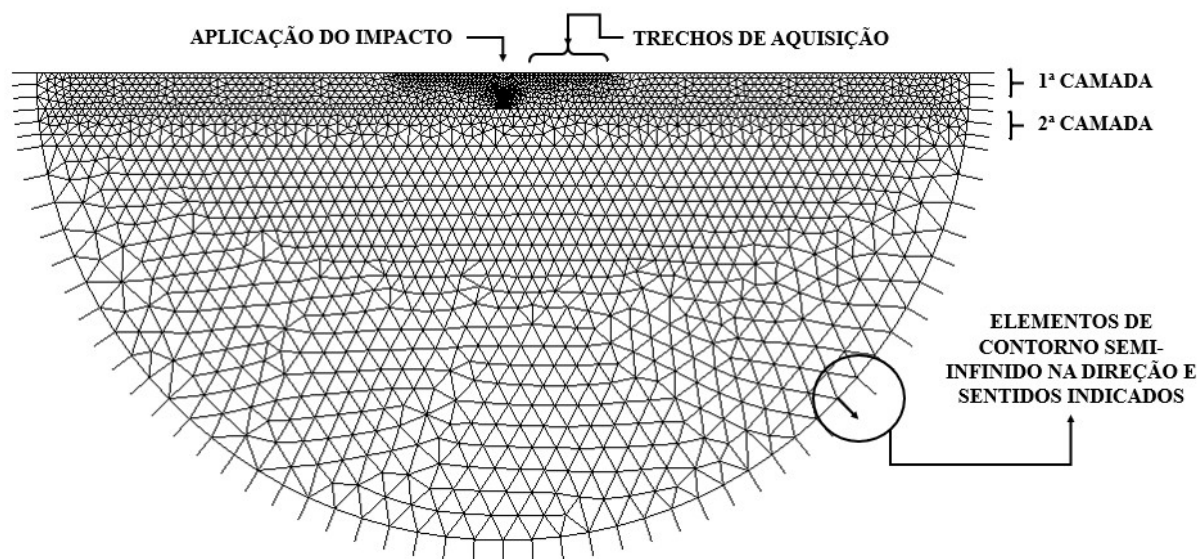
Os parâmetros elásticos empregados no modelo foram os fornecidos pelo ensaio cross-hole registrado no capítulo 6. Enquanto as espessuras das camadas de solo foram estimadas tanto a partir do ensaio cross-hole, quanto dos valores de SPT. Assim, as maiores incertezas na construção do modelo dizem respeito aos seus valores de amortecimento.

Diante disso, a variação de parâmetros para a calibração deste modelo numérico esteve concentrada nas propriedades de amortecimento. Portanto, foi empregada a mesma metodologia discutida no item 7.2. Ou seja, o amortecimento foi considerado por meio da matriz de amortecimento de Rayleigh, determinada com os coeficientes inicialmente calculados por meio da equação (7.3), entretanto posteriormente variados com vistas à obtenção do melhor ajuste entre resultados numéricos e experimentais.

A discretização da malha de elementos finitos atendeu às definições discutidas na seção 5.2. Portanto, admitindo as velocidades de propagação da S-wave (extraídas do ensaio de cross-hole) e que as frequências de interesse se estenderam apenas aos 100 Hz, o tamanho máximo dos elementos finitos estiveram sempre abaixo dos 1,50 m para as regiões de propagação e aquisição dos níveis de vibração. Salienta-se que, após esta estimativa inicial, foi realizado um teste de convergência de malha, que atestou a eficiência da malha anteriormente gerada.

Desta forma, o meio construído foi constituído de três camadas, as duas iniciais com 3 m de espessura cada e a última tendendo ao infinito. Foram empregados elementos de chapa submetidos a um estado plano de deformação em todo o modelo, exceto nas extremidades dotadas de elementos infinitos. A geometria do modelo, de raio igual a 40 m, juntamente com a sua malha de elementos finitos, está registrada na Figura 7.23.

Figura 7.23 – Modelo utilizado para simulação do ensaio realizado no campo experimental.

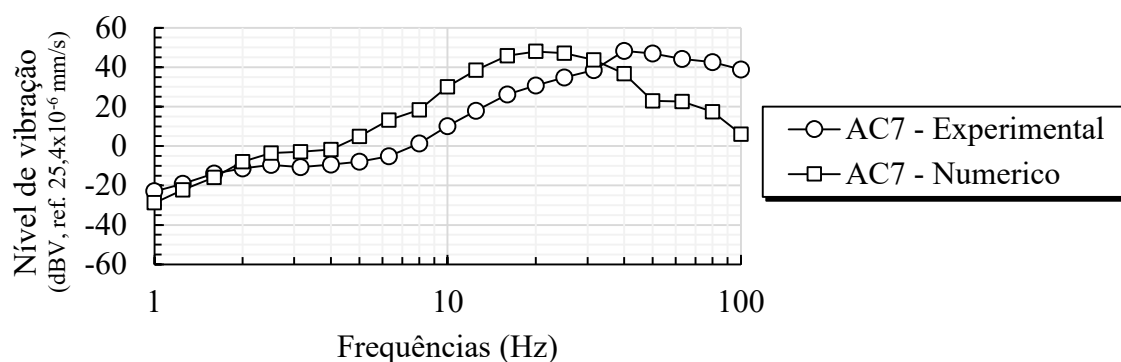


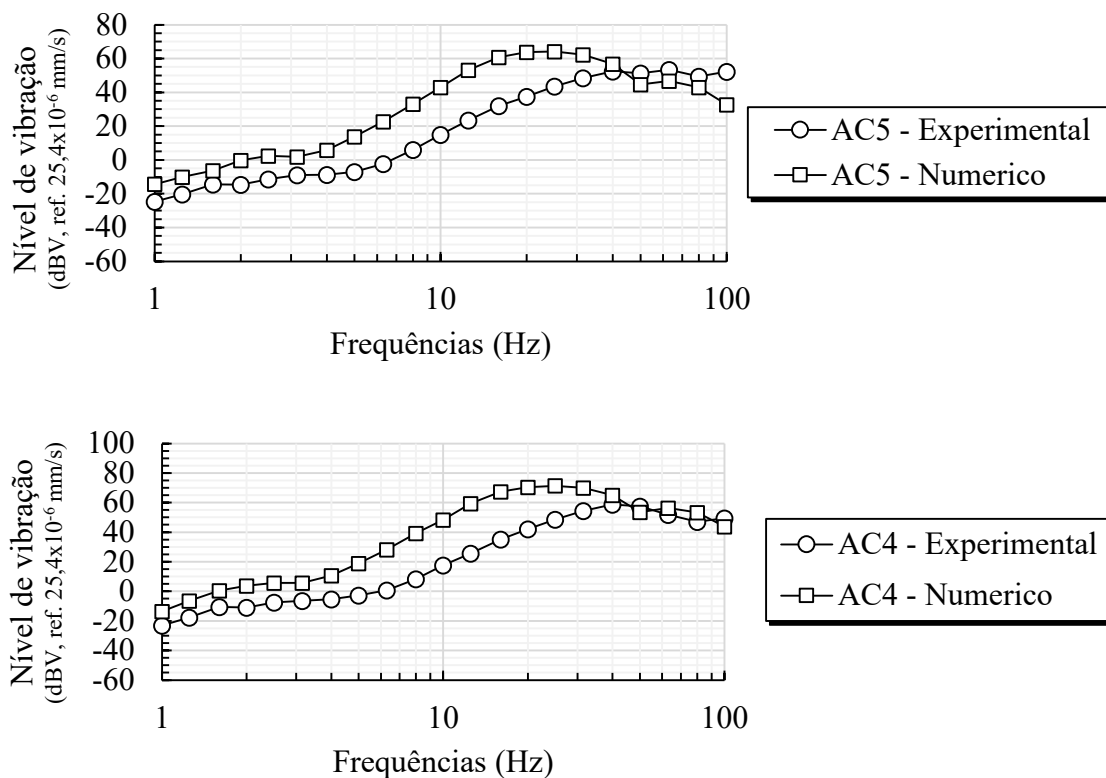
Fonte: autor.

O impacto foi simulado por meio da imposição das acelerações medidas no ponto de aplicação da força a 2 m de profundidade. Enquanto os níveis de vibração foram medidos às distâncias de 1,5 m, 3 m e 9 m, conforme posição dos acelerômetros AC4, AC5 e AC7 da campanha experimental.

Conforme já sinalizado, os parâmetros variados no processo de calibração corresponderam aos parâmetros de amortecimento. Assim, do modelo calibrado foi possível medir os espectros reproduzidos na Figura 7.24.

Figura 7.24 – Espectros de vibração colhidos no modelo numérico frente aos dados experimentais.

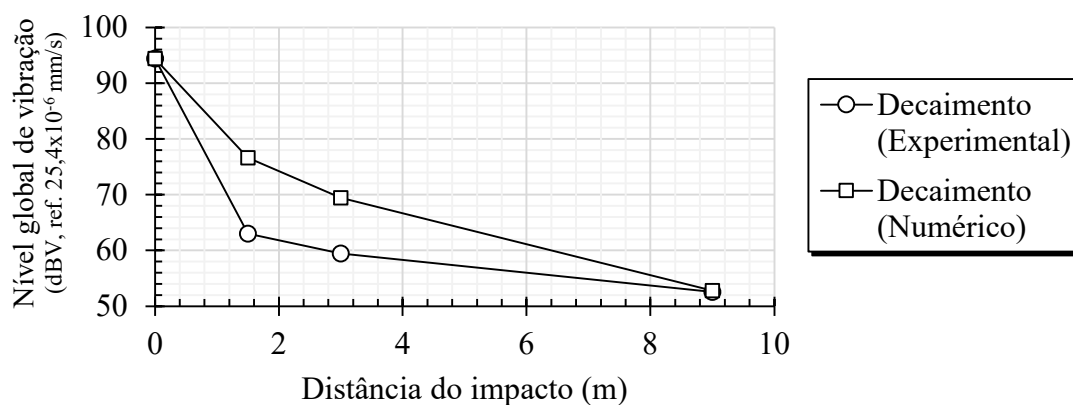




Fonte: autor.

Por fim, a comparação do decaimento do nível global de vibração obtido no campo experimental e no modelo numérico está indicada na Figura 7.25.

Figura 7.25 – Comparação entre os decaimentos do nível global de vibração para o modelo numérico e dados experimentais.



Fonte: autor.

Assim como identificado na calibração do modelo longitudinal, responsável por descrever a passagem do veículo por 180 m de via, neste modelo transversal de propagação de ondas no solo, verificou-se que os dados experimentais apresentaram níveis globais de vibração inferiores aos do modelo numérico. Salienta-se, portanto, que as incertezas associadas às

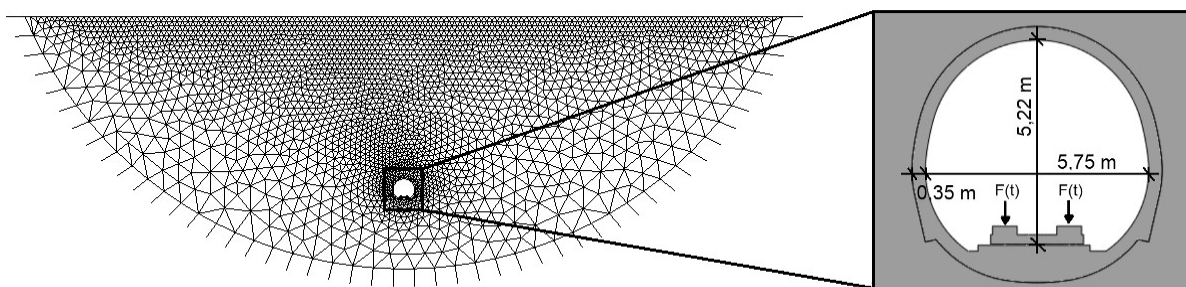
condições reais do solo se traduzem em um menor grau de aproximação dos parâmetros de atenuação.

Entretanto, não obstante às incertezas quanto aos parâmetros geométricos e mecânicos do solo, a aproximação obtida ao decaimento do nível global de vibração foi satisfatória, tendo sido aproximadamente igual para o acelerômetro mais distante (9 m). Portanto, a calibração de solo aqui apresentada, será utilizada na comparação com a solução clássica de Ungar e Bender (1975) no item 7.4.3.

7.4.2 EXTIMATIVA DO ERRO À APROXIMAÇÃO BIDIMENSIONAL

Do modelo bidimensional de 180 m de via, que foi calibrado junto a resultados experimentais (seção 7.2.1), são conhecidas as forças no domínio do tempo ($F(t)$) que atuam em cada um dos fixadores dispostos a cada 75 cm da via. Sendo assim, deseja-se estimar o erro associado ao estudo da propagação de vibrações ao longo do solo através de um modelo bidimensional considerando apenas uma única seção, perpendicular ao ponto de interesse na superfície e submetida a apenas um par de forças $F(t)$, referentes a um único fixador. Tal modelo está reproduzido na Figura 7.26.

Figura 7.26 – Modelo bidimensional do túnel para estimativa do nível global de vibração na superfície.

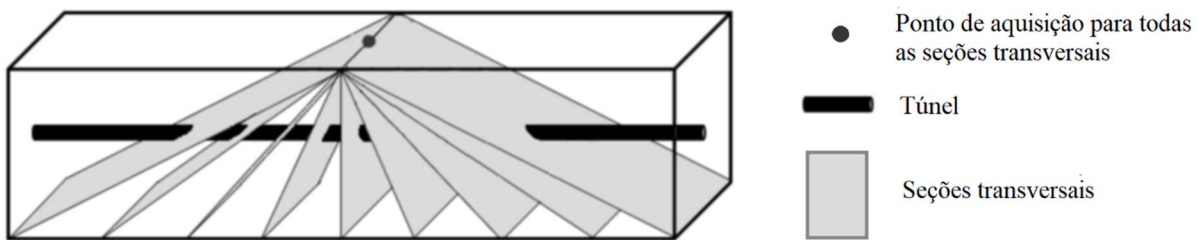


Fonte: autor.

Conforme já registrado no desenvolvimento teórico deste trabalho, Andersen e Jones (2006) afirmam que apesar dos resultados advindos deste tipo de análise bidimensional fornecer valores qualitativamente equivalentes aos modelos tridimensionais, permitindo o seu uso às análises paramétricas, existe uma substancial diferença quantitativa entre eles. Assim, ao considerar o túnel como uma fonte pontual de vibração, o que se está a fazer é investigar o seu efeito para apenas uma única seção e sob os efeitos de apenas uma parcela do carregamento. Portanto, a importância da análise desta seção, ou seja, da estimativa do erro associado a esta aproximação.

Na impossibilidade de proceder a análise computacional de um modelo tridimensional deste túnel a 30 m de profundidade, em função do elevado número de elementos e graus de liberdade, optou-se pela estimativa através da soma de decibéis obtidos por meio de uma sucessão de modelos bidimensionais realizados em um meio homogêneo, elástico e linear. A Figura 7.27 ilustra esta ideia, com destaque para a representação longitudinal do túnel, às seções transversais ilustrativas dos modelos bidimensionais construídos e ao ponto em cinza, que representa o ponto de aquisição na superfície para todos estes modelos.

Figura 7.27 – Aproximação de uma fonte linear pela soma de decibéis de diferentes seções transversais no contínuo.



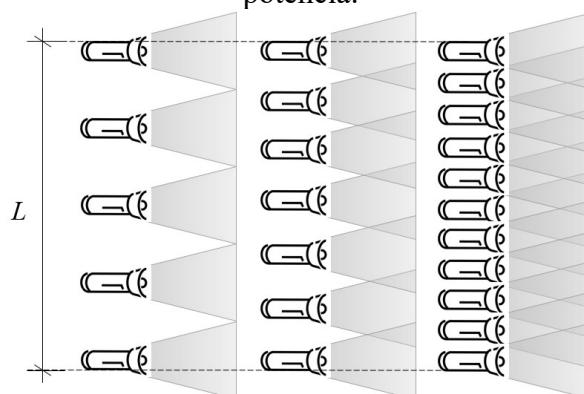
Fonte: autor.

A soma dos níveis globais de vibração no ponto de interesse foi feita por meio da equação (7.6), na qual L_j é o nível global de vibração no ponto destacado em cinza para cada seção transversal j .

$$L = 10 \cdot \log_{10} \left(\sum_j^n 10^{\frac{L_j}{10}} \right) \quad n = 2, 3, 4, \dots, N^\circ \text{ de seções transversais} \quad (7.6)$$

Desta forma, a soma de decibéis de cada uma destas seções tenderá à representação da fonte real, ou seja, da energia emitida pelos 240 fixadores instalados ao longo dos 180 m de via modelada. Entretanto, o número de seções a representar o problema influi no resultado da aproximação. Uma analogia válida para este problema é a de várias fontes sonoras em representação de uma única fonte linear ou, com menor aproximação, de várias fontes luminosas, conforme ilustrado na Figura 7.28.

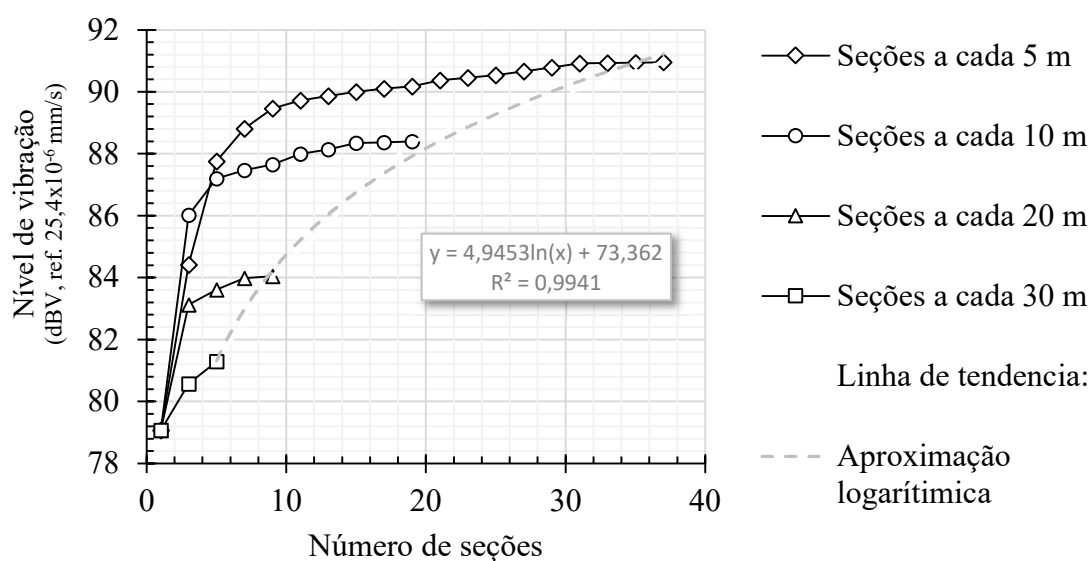
Figura 7.28 – Superposição de fontes pontuais: quanto maior a densidade de pontos, maior a potência.



Fonte: autor.

Portanto, a análise aqui depreendida variou a proximidade das seções modeladas, ou seja, das fontes pontuais, no intuito de recuperar uma linha de tendência que permitisse a extrapolação para o número real de fixadores. A Figura 7.29 traduz este resultado.

Figura 7.29 – Aumento do nível de vibração com o número de seções somadas.



Fonte: autor.

Assim, extrapolando tal resultado, a modelagem do problema resumida apenas à seção central (perpendicular ao ponto que se quer medir a vibração), e submetida apenas às forças oriundas de um par de fixadores do trilho, subestima o nível global de vibração em cerca de 20 dBV.

7.4.3 COMPARAÇÃO COM SOLUÇÃO CLÁSSICA DE UNGAR E BENDER (1975)

Em função da importância que a solução proposta por Ungar e Bender (1975), discutida na seção 4.3.1, possui para análises expeditas no estado da prática, neste item será feito um paralelo entre a atenuação gerada pelo perfil de solo validado no item 7.4.1 e essa solução clássica.

Deste modo, para o modelo numérico bidimensional do túnel, situado a 30 m de profundidade, foi imposto um par de forças $F(t)$ extraído de um fixador do modelo longitudinal de 180 m (seção 7.2.1). Tal geometria e aplicação de forças são idênticas ao reproduzido pela Figura 7.26.

Enquanto o modelo numérico é abastecido com um conjunto tabelado de forças no domínio do tempo ($F(t)$), o modelo de Ungar e Bender (1975) depende do nível de vibração na origem, pois fornece a atenuação, em dBV, a ser aplicada a cada faixa de frequência (f) da fonte emissora. Desta forma, também foram colhidos os níveis de vibração na laje do modelo numérico, no intuito de que estes valores fossem empregados no modelo analítico.

Com isso, pôde ser comparada as vibrações desenvolvidas na laje da via e na superfície para ambas as soluções, numérica e analítica. Assim, para a solução de Ungar e Bender (1975), foi aplicada a equação (4.30), reescrita abaixo, sobre o espectro de frequências colhidas na laje.

$$C_g = 10 \cdot \log \left\{ \frac{R_o + X}{R_o} \right\} + 10 \cdot \log e^{\left(\frac{2\pi f \cdot X \cdot \eta}{c} \right)}$$

As grandezas aplicadas ao modelo de Ungar e Bender (1975) estão resumidas na Tabela 7.6. Salienta-se que a velocidade da onda longitudinal do solo foi calculada baseada nos parâmetros colhidos no campo experimental (capítulo 6), enquanto que para o fator de perda foi adotado um valor médio entre os apresentados na Tabela 4.1 (página 69).

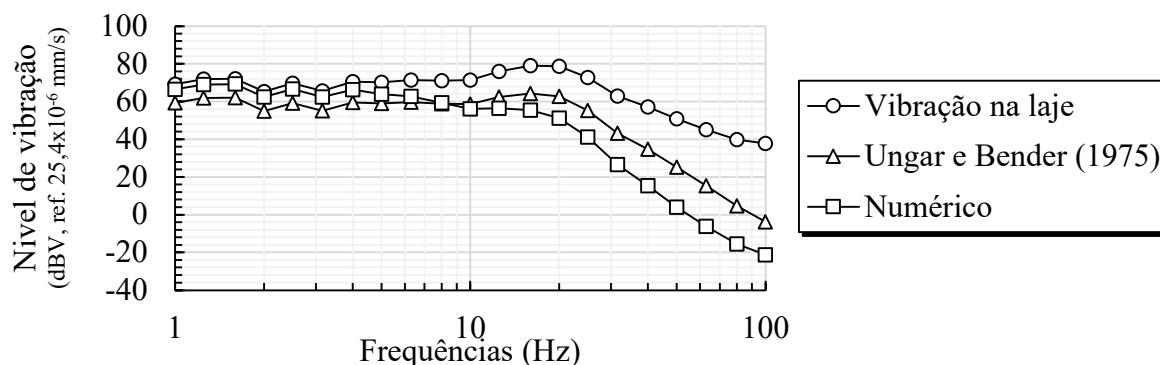
Tabela 7.6 – Dados aplicados ao modelo de Ungar e Bender (1975).

Parâmetros	Valores
R_o	3,66 m
X	30 m
η	0,2
c_p	513 m/s

Fonte: Autor.

Os espectros de vibração medidos na origem (laje) e os espectros da superfície calculados através do modelo numérico e por Ungar e Bender (1975) estão reproduzidos na Figura 7.30.

Figura 7.30 – Espectros de vibração na origem e na superfície colhidos no modelo numérico e calculados pelo método de Ungar e Bender (1975)



Fonte: autor.

Por fim, os níveis globais de vibração calculados a partir dos dois modelos em análise estão dispostos na Tabela 7.7.

Tabela 7.7 – Níveis globais de vibração em dBV (ref. $25,4 \times 10^{-6}$ mm/s) na fonte e na superfície pelo modelo numérico e pela solução de Ungar e Bender (1975).

Vibração na laje	Vibração na superfície	
(Fonte)	Modelo numérico	Ungar e Bender (1975)
85,2 dBV	76,0 dBV	72,1 dBV

Fonte: Autor.

Destaca-se que, no mesmo modelo numérico em que foi medido o nível de vibração na superfície, também foi medida a Vibração na laje (Fonte), sendo este último valor o dado de entrada para a imposição das atenuações calculadas pelo modelo analítico. Por este motivo é possível comprar os níveis de vibração de ambas as soluções, uma vez que possuem um mesmo dado de entrada.

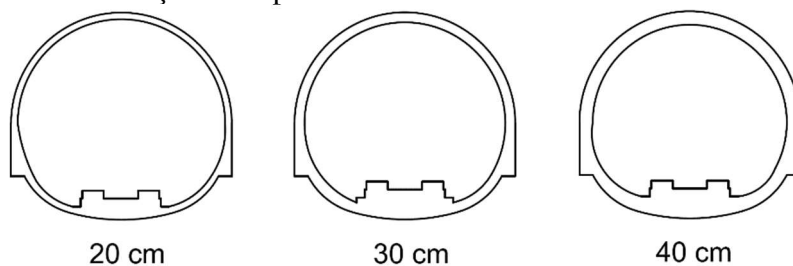
E, muito embora, as atenuações calculadas entre os dois modelos diferiram em 3,9 dBV, o resultado da comparação é positivo, uma vez que se deve ter em conta as incertezas relacionadas às análises desta natureza.

7.4.4 VARIAÇÃO DE PARÂMETROS PARA O MEIO CONTÍNUO

Foram realizadas duas variações de parâmetros para o modelo bidimensional, ilustrado na Figura 7.26. A primeira disse respeito à espessura média do túnel e a última buscou avaliar a influência dos principais parâmetros empregados na análise, a saber, módulo de elasticidade, coeficiente de Poisson e densidade.

No que diz respeito à avaliação da espessura média do túnel, esta experimentou os valores de 20, 30 e 40 cm, tal variação está demonstrada na Figura 7.31.

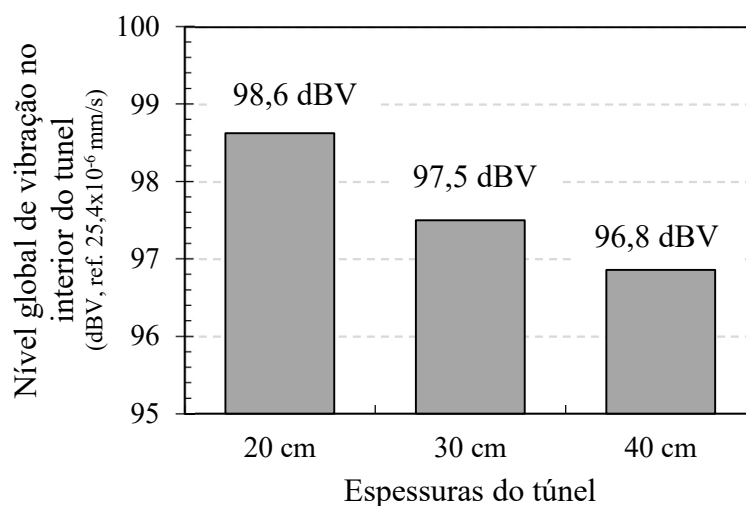
Figura 7.31 – Variação da espessura média do túnel no modelo bidimensional.



Fonte: autor.

Esta análise possibilitou verificar uma sensível diminuição no nível global de vibração no interior do túnel, conforme reproduzido na Figura 7.32. Entretanto, ao nível da superfície não foi identificada variação apreciável na vibração, como registrado na Tabela 7.8.

Figura 7.32 – Variação no nível global de vibração no interior do túnel com o incremento da espessura.



Fonte: autor.

Tabela 7.8 – Nível global de vibração na superfície com o incremento da espessura.

20 cm	30 cm	40 cm
87,6 dBV	87,8 dBV	87,8 dBV

Fonte: autor.

Este resultado se justifica na medida em que a dissipação promovida pelo solo, que neste caso se constitui de uma camada de 30 m acima do túnel, é muito superior àquela proporcionada por um incremento de 10 cm ou 20 cm na espessura do túnel. Deste modo, variações neste

parâmetro, muito embora tenha algum impacto localmente (no interior do túnel), não é percebido na superfície.

A última análise disse respeito aos parâmetros elásticos do meio contínuo e homogêneo representativo do solo. Portanto, trata-se de uma aproximação que não considerou a presença de diferentes camadas, bem como não levou em conta variações do amortecimento, que são particulares de cada tipo de solo. As Tabela 7.9 e Tabela 7.10 resumem os parâmetros elásticos avaliados, extraídos de Marangon (2018) e Pinto (2000).

Tabela 7.9 – Parâmetros típicos para solos argilosos.

Argilas			
	ρ [kg/m ³]	E [MPa]	Poisson (ν)
Muito mole	1300	2	0,45
Mole	1500	5	
Consistência média	1700	10	
Muito rija	1900	40	

Fonte: adaptado de Marangon (2018) e Pinto (2000).

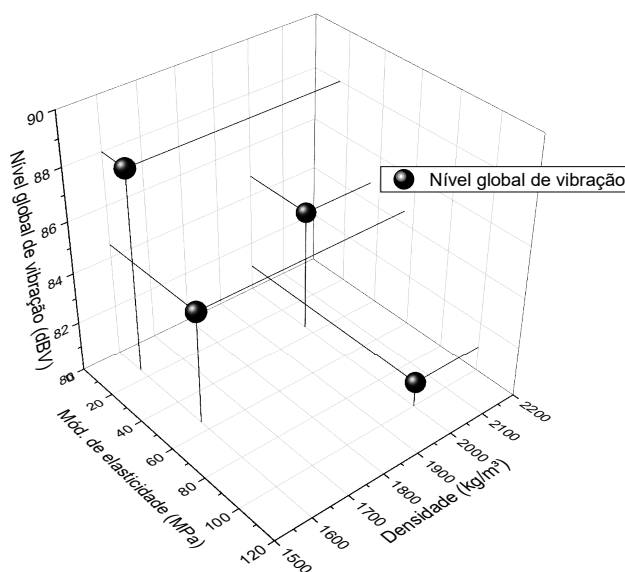
Tabela 7.10 – Parâmetros típicos para solos arenosos.

Areias					
	Fofa		Compacta		Poisson (ν)
	ρ [kg/m ³]	E [MPa]	ρ [kg/m ³]	E [MPa]	
Areia grãos frágeis angulares	1600	15	2000	35	0,35
Areia grãos duros arredondados	1600	55	2000	100	

Fonte: adaptado de Marangon (2018) e Pinto (2000).

As Figura 7.33 e Figura 7.34 trazem o nível global de vibração medido para cada um dos meios elásticos avaliados e fazem a distinção a respeito dos tipos de solo (argiloso ou arenoso), apenas pela modificação do coeficiente de Poisson (ν).

Figura 7.33 –Nível global de vibração, em dBV (ref. $25,4 \times 10^{-6}$ mm/s), medido na superfície para um meio contínuo com $\nu = 0,35$.



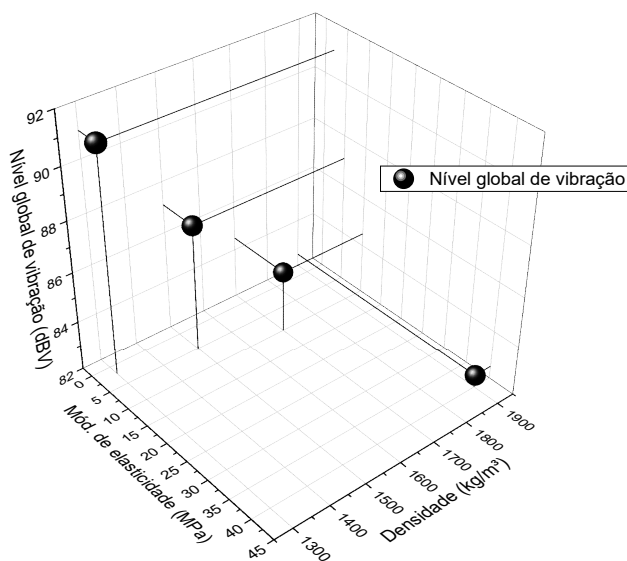
Fonte: autor.

No tocante aos meios contínuos com coeficiente de Poisson igual a 0,35 (representativo de solos arenosos), verificou-se que para uma mesma densidade, aquele perfil com menor módulo de elasticidade apresentará maiores níveis de vibração.

Os meios relativos às areias “angular compacta” e “arredondada fofa”, formam uma combinação de solos com parâmetros antagônicos no que diz respeito ao módulo de elasticidade e densidade. Ou seja, aquele que possui densidade maior, tem módulo de elasticidade menor em relação ao outro. Tal fato conduziu a um nível global de vibração próximo para os dois meios, com uma diferença de apenas 0,3 dBV.

Em outro extremo está a comparação entre os meios contínuos representativos da "areia angular fofa" e "areia arredondada compacta", em que esta última possui densidade e módulo de elasticidade maiores em relação a primeira. Este arranjo conduziu à máxima diferença no nível global de vibração dentre todos os casos, cerca de 8 dBV.

Figura 7.34 - Nível global de vibração, em dBV (ref. $25,4 \times 10^{-6}$ mm/s), medido na superfície para um meio contínuo com $\nu = 0,45$



Fonte: autor.

As propriedades relativas aos meios contínuos com coeficiente de Poisson igual a 0,45 (representativo dos solos argilosos), possuem caráter mais previsível, ou seja, à medida em que a densidade aumenta, o módulo de elasticidade também é elevado. Desta forma, é possível identificar que quanto menor for o módulo de elasticidade e, portanto, a densidade, maiores serão os níveis globais de vibração.

É importante que estes últimos resultados sejam compreendidos puramente como uma avaliação de meios contínuos elásticos e lineares, que guardam semelhança com determinados perfis de solo em função dos seus parâmetros elásticos. Portanto, quaisquer conclusões a respeito de um determinado perfil de solo deve ser feita com cautela, uma vez que a eficiência de propagação da vibração ao longo do solo depende de outros parâmetros que aqui não foram particularizados, em especial às propriedades de amortecimento, mas também quanto a presença de nível d'água e leitos rochosos.



CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

8.1 DISCUSSÕES FINAIS

Neste trabalho foi realizada uma revisão da literatura de modo a recuperar tanto o contexto e desenvolvimento histórico, quanto as pesquisas e tecnologias recentes no que diz respeito ao estudo da geração e propagação de ondas em sistemas metroviários. Considerações teóricas pertinentes ao problema também foram trazidas de modo a explorar temas como a propagação de ondas em meios contínuos, medição e tratamento de sinais e a solução do problema mecânico por meio do método dos elementos finitos.

Todo este arcabouço teórico serviu para a condução de uma campanha experimental com vistas a caracterizar um perfil de solo quanto ao seu comportamento quando submetido a uma solicitação dinâmica instantânea. Os desenvolvimentos teóricos apresentados também subsidiaram aplicações numéricas que investigaram a geração da vibração no contato roda/trilho, o impacto de imperfeições para o nível global de vibração, bem como a propagação e atenuação destas ondas mecânicas ao longo do solo.

No modelo numérico representativo de um perfil longitudinal de 180 m da via em estudo, verificou-se que o coeficiente de atrito atribuído ao contato roda/trilho não teve preponderância no nível global de vibração medido. Neste mesmo modelo foi verificado que a adoção do sistema de lajes flutuantes conduziu a uma atenuação de pelo menos 24 dBV no nível

global de vibração da via. Também foi possível verificar que o decremento da rigidez do apoio resiliente da laje flutuante é uma medida de controle mais vantajosa e assertiva do que a variação da massa do sistema.

Quanto a rugosidade no contato roda/trilho foi possível verificar que, ainda que tenha sido considerada uma via em boas condições de manutenção, a sua presença acresceu o nível global de vibração em 2,4 dBV. Destaca-se que, provavelmente em função da faixa de comprimentos de onda selecionada, este incremento se deu especialmente nas frequências inferiores a 10 Hz, o que representa uma zona crítica quando se quer garantir níveis de conforto às edificações lindeiras. As irregularidades altimétricas também significaram um acréscimo expressivo no nível global de vibração, alcançando um acréscimo de até 6,5 dBV para o caso mais crítico de defeito em vala.

Entretanto, a respeito da estratégia de modelagem das irregularidades de contato, há de se destacar a necessidade de excessivo cuidado no processo de geração de malha, conduzindo a malhas mais refinadas do que o necessário à solução do problema mecânico. Tal fato traz consigo um acréscimo do custo computacional, além de dificultar o processo de modelagem da geometria.

No tocante à validação do modelo de propagação de ondas junto aos dados experimentais colhidos, a estratégia de variação dos coeficientes de Rayleigh se mostrou muito efetiva, da mesma forma que já havia sido para o ajuste do modelo longitudinal de 180 m. Ainda sobre o modelo de propagação de ondas, verificou-se um bom ajuste deste também quando comparado à tradicional solução de Ungar e Bender (1975).

Foi produzida uma estimativa do erro à aproximação do nível global de vibração na superfície a partir de uma única seção transversal do túnel. Tal resultado indica que esta simplificação subestima o nível global de vibração em aproximadamente 20 dBV, para um modelo homogêneo e contínuo de um túnel a 30 m de profundidade. Tal erro está em parte associado à representação do veículo como uma fonte pontual.

Também foi verificado, para o modelo numérico estudado, que o acréscimo da espessura média do túnel conduz a uma diminuição do nível global de vibração em seu interior, entretanto tal fenômeno não é verificado na superfície. Uma justificativa possível para esta ineficiência quanto às vibrações na superfície é a de que a energia dissipada com o acréscimo de 10 ou 20 cm na espessura do túnel perde importância frente a uma camada de 30 m de solo, que também participa do processo de atenuação.

Os parâmetros elásticos atribuídos a diferentes tipos de solo também foram variados no modelo estudado, entretanto, por não abarcarem particularidades inerentes a cada formação, devem ser analisados apenas de forma qualitativa e limitada aos exemplos avaliados. Entretanto, de modo geral, o módulo de elasticidade pôde ser compreendido como o principal parâmetro associado à propagação da vibração nos meios contínuos elásticos e lineares, para uma mesma condição de amortecimento.

Portanto, neste trabalho foram discutidas e aplicadas as ferramentas necessárias para a construção de modelos numéricos, em elementos finitos, capazes de estimar tanto a geração das forças dinâmicas de um sistema metroviário, como a propagação destas vibrações à superfície. Tais modelos serviram ao estudo de diferentes parâmetros que interferem diretamente no nível global de vibração, com especial enfoque ao nível de atenuação obtido após a adoção de um sistema em lajes flutuantes.

8.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Por tratar-se de um problema de amplo interesse tecno-científico e de grande escala, muitas sugestões podem ser dadas, uma vez que há variáveis de estudo desde a geração da vibração até o seu impacto em equipamentos específicos e edificações, sejam elas residenciais, comerciais, estabelecimentos de pesquisa ou de importância histórica.

Entretanto, ao longo deste trabalho, alguns aspectos importantes do problema não foram tratados, mas apenas mencionados de forma introdutória. Dentre estes aspectos podem ser destacados três:

- i. Técnicas de controle de vibração em adição ou substituição do sistema de lajes flutuantes.
- ii. Estudo do *coupling loss*, ou seja, um aprofundamento no entendimento das atenuações geradas pelo contato entre fundação e solo.
- iii. Estratégias de modelagem numérica para estimação do ruído secundário gerado pelos sistemas metroviários.

Assim, além do refinamento aos problemas já explorados ao longo das aplicações numéricas desenvolvidas neste trabalho, ainda se poderá avançar sobre estes e outros assuntos, que aqui ainda não foram avaliados.

REFERÊNCIAS

- AMORIM, A. B. **Avaliação da resposta dinâmica de Pontes Rodoviárias com pavimentos irregulares e comparação com a metodologia de projeto proposta pela NBR 7187**. Tese de Doutorado. UERJ, RJ, Brasil, 2007.
- ANDERSEN, L.; JONES, C. J. C. Coupled boundary and finite element analysis of vibration from railway tunnels—a comparison of two-and three-dimensional models. **Journal of sound and vibration**, v. 293, n. 3-5, p. 611-625, 2006.
- ANSI S1.11-2004: Specification of Octave, Half-Octave, and Third-Octave Band Filter Sets.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, **NBR 15575-1: Edificações Habitacionais – Desempenho**. Rio de Janeiro, 2013.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, **NBR 8800: Projeto e execução de estruturas de aço e de estruturas mistas aço–concreto de edifícios**. Rio de Janeiro. 2008.
- BERAWI, A. R. B. Improving railway track maintenance using power spectral density (PSD). Tese de Doutorado. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2013.
- BRASIL, R.M. L. R. F.; SILVA, M. A. **Introdução à dinâmica das estruturas**: 2. ed. São Paulo: Blucher, 2015.
- BRUCH, Y. A. **Análise Dinâmica de Placas Retangulares pelo Método dos Elementos Finitos**. Tese de Doutorado. Master Thesis, COPPE/UFRJ. RJ, Brasil, 1973.
- CARVALHO, J. T. **Comportamento dinâmico das lajes flutuantes de vias permanentes em sistemas metroferroviários**. Dissertação de Mestrado. Universidade de São Paulo, 2015.
- CONNOLLY, D. P. et al. Benchmarking railway vibrations—Track, vehicle, ground and building effects. **Construction and Building Materials**, v. 92, p. 64-81, 2015.
- COSTA, D. A. G. **Técnicas avançadas de análise de vibração no âmbito do controlo de condição**. Tese de Doutorado. Instituto Superior de Engenharia de Lisboa. 2017.

- COSTA, P. A.; CALÇADA, R.; CARDOSO, A. S. Track–ground vibrations induced by railway traffic: In-situ measurements and validation of a 2.5 D FEM-BEM model. **Soil Dynamics and Earthquake Engineering**, v. 32, n. 1, p. 111-128, 2012.
- COUVREUR, C. Implementation of a one-third-octave filter bank in MATLAB. **Applied Acoustics**, 1998.
- CUI, F.; CHEW, C. H. The effectiveness of floating slab track system—Part I. Receptance methods. **Applied Acoustics**, v. 61, n. 4, p. 441-453. 2000.
- CUNHA, P. G. **Análise dinâmica de pontes ferroviárias: uma metodologia simplificada**. Tese de Doutorado. Universidade de São Paulo. 2011.
- DÍAZ, Y. A. M. **Um Estudo dos Absorvedores Dinâmicos de Vibrações Multimodais**. 113 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal De Itajubá. 2014.
- DING, D.Y., LIU, W.N., LI, K.F., SUN, X.J. and LIU, W.F., Low frequency vibration tests on a floating slab track in an underground laboratory. **Journal of Zhejiang University-SCIENCE A**. 2011.
- DYKE, S. J. et al. Modeling and control of magnetorheological dampers for seismic response reduction. **Smart materials and structures**, v. 5, n. 5, p. 565. 1996.
- ESVELD, C. **Modern railway track**. Zaltbommel, Netherlands: MRT-productions, 2001.
- FEDERAL TRANSIT ADMINISTRATION. **Transit Noise and Vibration Impact Assessement**: FTA-VA-90-1003-06. Washington, 2006.
- FRÝBA, L. History of Winkler foundation. **Vehicle System Dynamics**, v. 24, n. sup1, p. 7-12. 1995.
- FUKUSHIMA, J. C.. **Desenvolvimento e caracterização de um Elastômero Magneto-Reológico para aplicação em absorvedores de vibração mecânica**. Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia. Ilha Solteira-SP. 2016.
- FURLAN, F. A. C. **Métodos locais de integração explícito e implícito aplicados ao método de elementos finitos de alta ordem**. Dissertação de Mestrado. Universidade Estadual de Campinas. 2011.
- GARG, V. K.; DUKKIPATI, R. V. Chapter 5—modeling of rail vehicle components. **Dynamics of Railway Vehicle Systems**, p. 135-76, 1984.
- GIACHETI H. L., DE MIO G., PEIXOTO A. S. P. Cross-hole and seismic CPT tests in a tropical soil site. In: DeGroot DJ, DeJong JT, Frost D, Baise LG, editors. **Proceedings of GeoCongress 2006: geotechnical engineering in the information age**. American Society of Civil Engineers (ASCE). 2006.

- WILLIS R. et al. Great Britain commissioners appointed to inquire into the application of iron to railway structures: **Report of the Commissioners Appointed to Inquire Into the Application of Iron to Railway Structures**. 1849.
- GROOTENHUIS, P. (1977) Floating track slab isolation for railways. **Journal of Sound and Vibration**, v. 51, n. 3.
- GU, Y.; LIU, J. B.; DU, Y. X. (2007). 3D consistent viscous-spring artificial boundary and viscous-spring boundary element. **Engineering Mechanics**, v. 24, n. 12, p. 31-37.
- HECKL, M.; HAUCK, G.; WETTSCHURECK, R. Structure-borne sound and vibration from rail traffic. **Journal of sound and vibration**, v. 193, n. 1, p. 175-184, 1996.
- HIBBITT, D.; KARLSSON, B.; SORENSEN, P. **Getting Started With ABAQUS - Version (6.12)**. Hibbitt, Karlsson and Sorensen Inc, Pawtucket, RI, 2012.
- HIBBITT, H.; KARLSSON, B.; SORENSEN, P. **Abaqus analysis user's manual version, 6.10**. Dassault Systèmes Simulia Corp.: Providence, RI, USA, 2011.
- HIBBITT, H.; KARLSSON, B.; SORENSEN, P. **ABAQUS Theory Manual**, version 6.12. Pawtucket, Rhode Island, USA, 2012.
- HUANG, Q.; HUANG, H.; ZHANG, D. (2018) Vibration Characteristics of Discretely-Supported Floating Slab Track Under Moving Load. In: **GeoShanghai International Conference**. Springer, Singapore. p. 218-226.
- HUSSEIN, M. F. M.; HUNT, H. E. M. A numerical model for calculating vibration due to a harmonic moving load on a floating-slab track with discontinuous slabs in an underground railway tunnel. **Journal of Sound and Vibration**, v. 321, n. 1-2, p. 363-374, 2009.
- HUSSEIN, M. F. M.; HUNT, H. E. M. Modelling of floating-slab tracks with continuous slabs under oscillating moving loads. **Journal of Sound and Vibration**, v. 297, n. 1-2, p. 37-54, 2006.
- INBANATHAN, M. J.; WIELAND, M. Bridge vibrations due to vehicle moving over rough surface. **Journal of Structural Engineering**, v. 113, n. 9, p. 1994-2008, 1987.
- ISO 8608. Mechanical vibration—road surface profiles—reporting of measured data. International Organization for Standardization, Switzerland. 1995.
- ISO. **Mechanical Vibration and Shock: Evaluation of Human Exposure to Whole-body Vibration. Part 1, General Requirements: International Standard ISO 2631-1: 1997 (E)**. ISO, 1997.
- JAMIOLKOWSKI, M. et al. Design parameters for soft clays. In: **Proceedings of the 7th European conference on soil mechanics and foundation engineering, Brighton, UK**. 1979. p. 10-13.

- KENNEY, J. T. Steady-state vibrations of beam on elastic foundation for moving load. **Journal of Applied Mechanics**, v. 21, p. 359-364, 1954.
- KESSEL, P. G. (1966). Resonances excited in an elastically connected double-beam system by a cyclic moving load. **The Journal of the Acoustical Society of America**, v. 40, n. 3, p. 684-687.
- KOUROUSSIS, G. et al. The effect of railway local irregularities on ground vibration. **Transportation Research Part D: Transport and Environment**, v. 39, p. 17-30, 2015.
- KOUROUSSIS, G.; VOGIATZIS, K. E.; CONNOLLY, D. P. A combined numerical/experimental prediction method for urban railway vibration. **Soil Dynamics and Earthquake Engineering**, v. 97, p. 377-386, 2017.
- KRYLOV, V.; FERGUSON, C. Calculation of low-frequency ground vibrations from railway trains. **Applied Acoustics**, v. 42, n. 3, p. 199-213, 1994.
- KURZWEIL, L. G. Ground-borne noise and vibration from underground rail systems. **Journal of Sound and Vibration**, v. 66, n. 3, p. 363-370, 1979.
- LEI, X.; JIANG, C. (2016) Analysis of vibration reduction effect of steel spring floating slab track with finite elements. **Journal of Vibration and Control**, v. 22, n. 6, p. 1462-1471.
- LEI, X.; JIANG, C. Analysis of vibration reduction effect of steel spring floating slab track with finite elements. **Journal of Vibration and Control**, v. 22, n. 6, p. 1462-1471, 2016.
- LOMBAERT, G. et al. The experimental validation of a numerical model for the prediction of railway induced vibrations. **Journal of sound and vibration**, v. 297, n. 3-5, p. 512-535, 2006.
- LYSMER, J.; KUHLEMEYER, R.L. Finite dynamic model for infinite media. **Journal of the Engineering Mechanics Division**, 95(4), pp.859-878. 1969
- MA, M. et al. A laboratory test on the vibration mitigation efficiency of floating ladder tracks. **Procedia engineering**, v. 199, p. 2705-2710, 2017.
- MACHADO, S. L. **Aplicação de conceitos de elastoplasticidade a solos não saturados**. Tese de Doutorado. Universidade de São Paulo. São Carlos-SP, 1998.
- MAGEL, E. E. **A survey of wheel/rail friction**. No. DOT/FRA/ORD-17/21. United States. Federal Railroad Administration. Office of Research, Development, and Technology, 2017.
- MARANGON, M. **Geotecnia de Fundações**. Unidade 03 - Investigação geotécnica e parâmetros para fundações. Notas de Aula. 2018.
- MAZZILLI, C. E., ANDRÉ, J. C.; BUCALEM, M. L.; CIFÚ, S. **Lições em Mecânica das Estruturas: Dinâmica**. São Paulo: Blucher, 2016.

- MELKE, J.; KRAMER, S. Diagnostic methods in the control of railway noise and vibration. **Journal of Sound and Vibration**, v. 87, n. 2, p. 377-386, 1983.
- MOROZ, F. V. (2009) **Uma metodologia para a análise da influência do tráfego de veículos pesados na resposta dinâmica de pontes rodoviárias**. Tese de Doutorado. Universidade de São Paulo.
- MOROZ, F. V. (2009). **Uma metodologia para a análise da influência do tráfego de veículos pesados na resposta dinâmica de pontes rodoviárias**. Tese de Doutorado. Universidade de São Paulo.
- MOROZ, F. V. **Uma metodologia para a análise da influência do tráfego de veículos pesados na resposta dinâmica de pontes rodoviárias**. Tese de Doutorado. Universidade de São Paulo. 2019.
- NELSON, J. T. Recent developments in ground-borne noise and vibration control. **Journal of sound and vibration**, v. 193, n. 1, p. 367-376, 1996.
- NEPOMUCENO, L. X. **Acústica**. São Paulo, Edgard Blücher, 1977.
- NOWAK, A. S. **Load model for bridge design code**. Canadian Journal of Civil Engineering, v. 21, n. 1, p. 36-49, 1994.
- PINTO, C. S. **Curso Básico de Mecânica dos Solos, em 16 Aulas**. 1 ed. São Paulo: Oficina de Textos, 2000.
- REMOR, J. P. R.. **Estudo de comportamento dinâmico de uma ponte ferroviária considerando efeitos do lastro e de irregularidades da via**. Dissertação de Mestrado. Universidade Tecnológica Federal do Paraná, 2017.
- RICHARD, F. E.; WOODS, R. E.; HALL JR, J. R. **Vibration of soils and foundations**. 1970.
- SANTOS, E. F. **Análise e redução de vibração em pontes rodoviárias**. Tese de Doutorado, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, 2007.
- SANTOS, T. R. S. **Atrito lateral e resistência de base em tubulões a céu aberto em solos colapsíveis**. Dissertação de Mestrado. Escola de Engenharia de São Carlos. EESC-USP/São Carlos, 2001.
- SATO, Y. Study on high-frequency vibration in track operated with high-speed train. **Quarterly Reports, RTRI-Railway Technical Research Institute**, v. 18, n. 3, p. 63-76, 1977.
- SAURENMAN, H.; PHILLIPS, J. In-service tests of the effectiveness of vibration control measures on the BART rail transit system. **Journal of Sound and Vibration**, v. 293, n. 3-5, p. 888-900. 2006.
- SCHMIDT, E. P. (2017) **Metodologia para a análise dinâmica de pontes curvas sob o efeito de tráfego pesado**. Tese de Doutorado. Universidade de São Paulo.

- SINHA, Jyoti Kumar. **Vibration analysis, instruments, and signal processing**. CRC Press, 2014.
- SOARES, F. L. **Análise de provas de carga dinâmica em tubulões a céu aberto no campo experimental de fundações da EESC/USP**. Tese de Doutorado. Universidade de São Paulo. São Carlos-SP, 2002.
- SORIANO, H. L. **Introdução à dinâmica das estruturas**. 1ª Ed. Elsevier. Brasil, 2014.
- TICONA MELO, L. R. **Estudo de efeitos dinâmicos de pontes ferroviárias considerando interação veículo-estrutura**. Tese de Doutorado. Universidade de São Paulo. 2016.
- TIMOSHENKO, S. (1926) Method of analysis of statical and dynamical stresses in rail. In: **Proceedings of the Second International Congress for Applied Mechanics, Zurich Switzerland**. p. 407-418.
- TROCHIDES, A. Ground-borne vibrations in buildings near subways. **Applied Acoustics**, v. 32, n. 4, p. 289-296, 1991.
- U. S. FEDERAL TRANSIT ADMINISTRATION (FTA), **Transit Noise and Vibration Impact Assessment** (FTA-VA-90-1003-06, May 2006). 2006
- U.S. Department of Transportation, Volpe National Transportation Systems Center, **Vibration Characteristics of the Transrapid TR08 Maglev System**. Report No. DOT-VNTSC-FRA-02-06, March 2002.
- UNGAR, E. E.; BENDER, E. K. **Vibrations produced in buildings by passage of subway trains; parameter estimation for preliminary design** in Proceedings of Inter-Noise and Noise-Con Congress and Conference, Sendai, Japan, 1975.
- VALE, C. M. N. A. S. **Influência da qualidade dos sistemas ferroviários no comportamento dinâmico e no planeamento da manutenção preventiva de vias de alta velocidade**. Tese de Doutorado. Universidade do Porto. 2010.
- VILLOT, M. et al. Rivas Project, Del 1.6-Definition of appropriate procedures to predict exposure in buildings and estimate annoyance. 2012.
- VU, H. V.; ORDONEZ, A. M.; KARNOPP, B. H. (2000) Vibration of a double-beam system. **Journal of sound and vibration**, v. 229, n. 4, p. 807-822.
- WAGNER, Hans-Georg. Vibration Control Systems for Trackbeds and Buildings Using Coil Steel Springs. In: **Acoustics**. 2004. p. 99-104.
- WEI, K. et al. (2019). A theoretical study on the train-induced vibrations of a semi-active magneto-rheological steel-spring floating slab track. **Construction and Building Materials**, v. 204, p. 703-715.

- WOLF, J. P.; S., **Chongmin. Finite-element modelling of unbounded media**. Chichester: Wiley, 1996.
- XU, Qing-yuan et al. (2016) Effects of track irregularities on environmental vibration caused by underground railway. **European Journal of Mechanics-A/Solids**, v. 59, p. 280-293.
- YANG Y. B; HUNG H. H. **Wave propagation for train-induced vibrations: a finite/infinite element approach**. World scientific, 2009.
- YANG, J. et al. (2019). Prediction and mitigation of train-induced vibrations of large-scale building constructed on subway tunnel. **Science of The Total Environment**, v. 668, p. 485-499.
- YANG, Y.; LIN, B. Vehicle-bridge interaction analysis by dynamic condensation method. **Journal of Structural Engineering**, v. 121, n. 11, p. 1636-1643, 1995.
- ZHAI, W.; WANG, K.; CAI, C. (2009). Fundamentals of vehicle-track coupled dynamics. **Vehicle System Dynamics**, v. 47, n. 11, p. 1349-1376.
- ZHAI, W.-M. Two simple fast integration methods for large-scale dynamic problems in engineering. **International journal for numerical methods in engineering**, v. 39, n. 24, p. 4199-4214, 1996.
- ZHANG, Q. L.; VROUWENVELDER A.; WARDENIER J. Numerical simulation of train-bridge interactive dynamics, **Computers & Structures**, 79, 2001.
- ZHOU, S. et al. (2017). An efficient method for predicting train-induced vibrations from a tunnel in a poroelastic half-space. **Engineering Analysis with Boundary Elements**, v. 85, p. 43-56.
- ZHU, S. et al. (2017). Development of a vibration attenuation track at low frequencies for urban rail transit. **Computer-Aided Civil and Infrastructure Engineering**, v. 32, n. 9, p. 713-726.

APÊNDICE A

1. Algoritmo referente ao filtro

```
clear all;
%-----ENTRADA DE DADOS-----
%Importa o arquivo .csv dos dados
Tempo x Velocidade
matriz = csvread('dados.csv');
tempo = matriz(:, 1);
N = length(tempo);
velocidade = matriz(:, 2);
%---CHAMANDO A FUNCAO oct3dsgn---
x = velocidade;
pi = 3.14159265358979;
%Frequência de amostragem
Fs = 1/(tempo(2)-tempo(1));
%Ordem do filtro
N = 3;
Fc =
[1.00,1.25,1.6,2.0,2.5,3.15,4.0,5.
0,6.3,8.0,10.0,12.5,16.0,20.0,25.0
,31.5,40.0,50.0,63.0,80.0,100];
P = zeros(1,21);
m = length(x);
Fs = 1/(tempo(2)-tempo(1));
for i = 21:-1:13
    [B,A] = oct3dsgn(Fc(i),Fs,N);
    y = filter(B,A,x);
    P(i) = sum(y.^2)/m;
end
[Bu,Au] = oct3dsgn(Fc(15),Fs,N);
% Upper 1/3-oct. band in last
octave.
[Bc,Ac] = oct3dsgn(Fc(14),Fs,N);
% Center 1/3-oct. band in last
octave.

[Bl,Al] = oct3dsgn(Fc(13),Fs,N);
% Lower 1/3-oct. band in last
octave.
```

```
for j = 3:-1:0
    x = decimate(x,2);
    m = length(x);
    y = filter(Bu,Au,x);
    P(j*3+3) = sum(y.^2)/m;
    y = filter(Bc,Ac,x);
    P(j*3+2) = sum(y.^2)/m;
    y = filter(Bl,Al,x);
    P(j*3+1) = sum(y.^2)/m;
end
%Transformando em dBV
P = P.^0.5;
dBV = 20*log10(P./25.4E-9);
%Vref = 25.4E-9 m/s
f = Fc;

%-----GRAVANDO-----
m = [];
m(:, 1) = Fc;
m(:, 2) = dBV;
xlswrite('resultado_do_filtro',m);
disp('FILTRAGEM CONCLUÍDA');
```

2. Função oct3dsgn.m

```
% [B,A] = OCT3DSGN(Fc,Fs,N)
% Fc frequencia central
% em que  $F_s/200 < F_c < F_s/5$ .
% Fs frequencia de amostragem.
%Requer Signal Processing Toolbox.
% Author: Christophe Couvreur,
% Faculte Polytechnique de Mons
% (Belgium)
% couvreur@thor.fpms.ac.be
% Last modification: Aug. 25,
% 1997, 2:00pm.
% References:
% [1] ANSI S1.1-1986 (ASA 65-
% 1986): Specifications for
% Octave-Band and Fractional-
% Octave-Band Analog and
% Digital Filters, 1993.
% Copyright (c) 1997, Christophe
% COUVREUR
% All rights reserved.
```

```

if (nargin > 3) | (nargin < 2)
    error('Invalid number of
arguments.');
```

end

```

if (nargin == 2)
    N = 3;
end
if (Fc > 0.88*(Fs/2))
    error('Design not possible.
Check frequencies.');
```

end

```

% Design Butterworth 2Nth-order
one-third-octave filter
% Note: BUTTER is based on a
bilinear transformation, as
suggested in [1].
pi = 3.14159265358979;
f1 = Fc/(2^(1/6));
f2 = Fc*(2^(1/6));
Qr = Fc/(f2-f1);
Qd = (pi/2/N)/(sin(pi/2/N))*Qr;
alpha = (1 + sqrt(1+4*Qd^2))/2/Qd;
W1 = Fc/(Fs/2)/alpha;
W2 = Fc/(Fs/2)*alpha;
[B,A] = butter(N,[W1,W2]);
```