



Análise à fadiga de estruturas de autocarro

RAFAEL ANDRÉ SANTOS CUNHA

junho de 2023

ANÁLISE À FADIGA DE ESTRUTURAS DE AUTOCARRO

Rafael André Dos Santos Cunha

2022/2023

Instituto Superior de Engenharia do Porto

Departamento de Engenharia Mecânica

isen

P.PORTO

ANÁLISE À FADIGA DE ESTRUTURAS DE AUTOCARRO

Rafael André Dos Santos Cunha

1161249

Dissertação apresentada ao Instituto Superior de Engenharia do Porto para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação científica do Professor Doutor Hernâni Miguel Reis Lopes, orientação da empresa Engenheiro Pedro Espinheira Rio e coorientação da empresa Engenheiro Rui Rodrigues.

2023

Instituto Superior de Engenharia do Porto

Departamento de Engenharia Mecânica

isen

P.PORTO

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao Professor Doutor Hernâni Lopes, sem o qual nada do que é apresentado neste documento seria possível, por todo o apoio e pela partilha de todo conhecimento adquirido ao longo do desenvolvimento deste trabalho. Agradeço ainda a forma genuína com que se dedicou a este trabalho. Um obrigado ao meu “mestre” no domínio da frequência.

Agradeço a toda a equipa CaetanoBus por todo o apoio prestado neste trabalho, desde o material cedido para a realização dos ensaios experimentais ao tempo cedido para o desenvolvimento do projeto. Agradeço ao Engenheiro Rui Rodrigues, por me ter acompanhado desde o início desta dissertação com todos os meios necessários e me ter munido de ferramentas para a realização da dissertação. Ao Engenheiro Pedro Rio pelo apoio e por todas as conversas que me motivaram a desenvolver um trabalho de referência para a empresa. Não podia deixar de agradecer ao nosso Diretor Técnico Engenheiro Paulo Marques por todo o seu contributo para o meu desenvolvimento pessoal e profissional. Agradeço ainda ao INEGI por todo o material cedido para a realização dos ensaios experimentais.

À minha família que sempre me apoio ao longo do meu desenvolvimento académico e pessoal. À minha mãe agradeço pela forma simples e humilde com que me ensinou a olhar para a vida. À minha irmã por toda a motivação mesmo quando eu dizia que não era possível. Ao meu irmão que me impulsionou a aprender mais para ser mais. Aos meus sobrinhos por partilharem comigo toda a pureza e leveza da vida. Ao meu primo Xavier pela partilha de sorrisos, motivação e experiências desde que me conheço.

Cristiana, obrigado por me fazeres procurar o Wally que tanto tardava.

Aos meus amigos, em especial a aqueles que mais me apoiaram em toda esta jornada. Ao Alex, pela ajuda no desenvolvimento deste documento, desde a instrumentação do veículo para ensaios até às longas horas de conversa e vivências partilhadas na vida. Ao Rafa, que em todas as circunstâncias dúbias me dizia “Na dúvida prego a fundo”. Ao Daniel, Diogo e Renato por todo o apoio e por toda a verdadeira amizade. Ao Hugo por toda a preocupação e apoio ao longo de todo meu mestrado. Ao Miguel, por todas as histórias e alegrias ao longo do desenvolvimento deste documento.

página propositadamente em branco

RESUMO

A vida útil de um autocarro é condicionada pela resistência da sua estrutura à fadiga. Esta está relacionada com a intensidade e densidade das solicitações dinâmicas provenientes da sua circulação.

O fenómeno de fadiga está associado ao processo de iniciação e propagação de fendas, e apresenta diferentes mecanismos, os quais são função das características do material e das solicitações. A influência de algumas das principais características na vida útil de componentes é abordada, sendo descritas as respetivas curvas S-N. Por outro lado, a vida útil de uma estrutura ou componente é fortemente dependente do tipo de solicitação dinâmica. Esta pode apresentar amplitude e frequência constante ou aleatória no tempo. São descritas as metodologias para a quantificação do número de ciclos em função da distribuição da solicitação, com destaque para as metodologias baseadas no tempo e na frequência, aplicadas à análise de solicitações aleatórias.

A análise da estrutura à fadiga requer desenvolver metodologias que permitam estudar a propagação do dano nas estruturas devido às solicitações dinâmicas e, assim, prever a sua vida útil. Três diferentes metodologias são apresentadas, as quais são classificadas em: experimentais, numérico-experimentais e numéricas. A estimativa da vida útil da estrutura do autocarro foi feita no domínio da frequência e seguiu a metodologia numérico-experimental. Para a aplicação desta metodologia foram recolhidas solicitações experimentais sob a forma de aceleração ao longo de percursos com diferentes graus de severidade.

Os dados experimentais foram processados, sendo possível a determinação do valor RMS e espectros PSD das acelerações, ao longo do percurso. Os valores RMS das acelerações permitiram a caracterização dos diferentes percursos, dividindo-se os mesmos em percursos de baixos, moderados e elevados níveis de solicitação. O modelo de elementos finitos da estrutura foi desenvolvido em Ansys® e validado por comparação das suas frequências naturais com as medidas experimentalmente. A avaliação da vida útil da estrutura de autocarro foi realizada através de uma análise local da ligação mais solicitada, previamente determinada a partir da aplicação global de uma solicitação vertical em aceleração. A vida útil desta ligação foi calculada com recurso ao programa comercial Ansys nCode® e recorrendo à ferramenta *Seam Shell Weld*. A construção do modelo numérico da ligação crítica envolveu a inclusão de mais detalhes geométricos e os cordões de soldadura nas ligações, assim como, um maior refinamento da malha.

A transferência de esforços e constrangimentos do modelo global para o modelo local da ligação, requereu a determinação prévia das funções de resposta em frequência e os constrangimentos no modelo global. Os PSD em aceleração das solicitações registadas ao longo de três percursos foram utilizados para a determinação do coeficiente de dano dos cordões de soldadura da ligação crítica, recorrendo ao método de Dirlik. Através de uma extrapolação linear destes coeficientes de dano e tendo como base a distância percorrida em cada percurso, foi estimada a vida à fadiga da ligação expressa em quilómetros. Os resultados mostram que existe uma boa correlação entre o nível RMS da amplitude da aceleração gerada por cada percurso e a vida útil à fadiga da ligação crítica.

PALAVRAS-CHAVE

Fadiga; Estruturas de autocarro; Método Numérico-Experimental; PSD acelerações; Método de Dirlik.

página propositadamente em branco

ABSTRACT

The service life of a bus is determined by its endurance resistance, which is related to the intensity and density of the dynamic loads, arising from its circulation.

The phenomenon of fatigue is related with the process of initiation and propagation of cracks, and depends on different mechanisms, which are a function of the characteristics of the material and the stresses it is subjected. The influence of some of the main characteristics on the service life of components is addressed, with the S-N curves being described. On the other hand, the lifetime of a structure or a component is strongly dependent on the type of dynamic loads it is subjected. These may present constant or random amplitude and frequency over time. Methodologies for quantifying the number of cycles over the demand distribution are described, with emphasis on methodologies based on time and frequency, applied to the analysis of random loads.

The fatigue analysis of the structure requires the development of methodologies that allow the study of the damage propagation in the structures due to dynamic requests and, thus, predicting their service life. Three different methodologies are presented, which are classified as: experimental, numerical-experimental and numerical. The estimation of the service life of the bus structure was done in the frequency domain and followed the numerical-experimental methodology. For the application of this methodology, loads were recorded in the form of acceleration along a route with different types of severity.

The experimental data was processed in order to determine the RMS value and PSD spectra of the accelerations along the route. The RMS values of the accelerations allowed the characterization of the different routes, dividing them into routes of low, moderate and high demand levels. The finite element model of the structure was developed in Ansys® and validated with the natural frequencies experimentally determined. The useful life assessment of the bus structure was carried out through a local analysis of the most requested link, previously determined from the global application of a vertical load under acceleration. The useful life of this connection was calculated using the commercial program Ansys nCode® and using the Seam Shell Weld tool. The construction of the numerical model of the critical connection involved the inclusion of more geometric details and the weld beads in the connections, as well as a greater refinement of the mesh.

The transfer of loads and constraints from the global model to the local model of the connection required the previous determination of the frequency response functions and the constraints in the global model. The PSDs in acceleration of loads registered throughout of three paths were used to determine the damage coefficient of the weld beads of the critical connection, using the Dirlik method. Through a linear extrapolation of these damage coefficients, and based on the distance covered in each route, the fatigue life of the joint expressed in kilometers was estimated. The results show that there is a good correlation between the RMS values of the acceleration amplitude generated by each path and the fatigue life of the critical joint.

KEYWORDS

Fatigue; Bus Structure; Vibrations; Numerical and Experimental Method; PSD Accelerations; Dirlik Method.

página propositadamente em branco

ÍNDICE

ÍNDICE DE FIGURAS	VII
ÍNDICE DE TABELAS	XI
LISTAS DE SIGLAS E SÍMBOLOS	XIII
1. INTRODUÇÃO	1
1.1. Enquadramento.....	1
1.2. Objetivos	3
1.3. Metodologia	3
1.4. Apresentação da empresa.....	3
1.5. Estrutura do documento	7
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	9
2.1. Veículos pesados de passageiros- elementos integrantes.....	9
2.1.1. Veículo semi-integral	10
2.1.2. Estrutura integral	12
2.2. Fadiga	13
2.2.1. Curva S-N.....	15
2.2.2. Ciclos de tensão	19
2.2.3. Estudo à fadiga baseado na análise de solicitações no domínio do tempo.....	25
2.2.4. Estudo à fadiga baseado na análise de solicitações no domínio das frequências....	26
2.3. Estudo à fadiga em juntas soldadas	31
2.4. Estudo à fadiga em veículos- casos de estudo	33
3. Construção e validação do modelo numérico	41
3.1. Apresentação do modelo de autocarro em estudo	41
3.2. Desenvolvimento e validação do modelo numérico.....	42
4. Aplicação da metodologia ao estudo à fadiga da estrutura de autocarro	49
4.1. Recolha de dados experimentais para análise à fadiga	49
4.2. Análise à fadiga da estrutura.....	58
5. CONCLUSÃO	67
5.1. Conclusões finais	67
5.2. Limitações e trabalhos futuros.....	69
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	71
APÊNDICE A- Acelerações medidas nos apoios para os 3 percursos	77
APÊNDICE B- Amplitude de aceleração RMS para os 3 percursos	83
APÊNDICE C- Espectros PSD das acelerações medidos nos apoios para os 3 percursos	91

página propositadamente em branco

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1- Utilização de transportes públicos no mundo [2]	1
Figura 2-Ensaio à fadiga de autocarro em laboratório [8]	2
Figura 3- Diagrama de desenvolvimento de produto recorrendo a ferramentas computacionais (adaptado de [11])	2
Figura 4- Autocarro Salvador Caetano, com estrutura em madeira (adaptado de [14])	4
Figura 5- (a) Linha de produção CaetanoBus (adaptado de [15]), (b) Instalações CaetanoBus (adaptado de [16])	4
Figura 6- <i>Co-Branding</i> com Toyota das soluções de mobilidade elétrica da CaetanoBus [16]	5
Figura 7- (a) Vista explodida de estrutura semi-integral [18] (b) Estrutura em aço CaetanoBus (c) Elemento de revestimento	10
Figura 8- Soalho em placa do tipo Sandwich [21]	11
Figura 9- Estrutura em material compósito [22]	11
Figura 10- Estrutura integral em fibra [24]	12
Figura 11- Estrutura Integral em aço [25]	12
Figura 12- As regiões correspondentes às três fases do processo de rotura por fadiga (adaptado de [33])	14
Figura 13- Curva S-N (adaptado de [36])	15
Figura 14- Curva S-N típica para um aço e alumínio [37]	16
Figura 15- Influência da rugosidade superficial na iniciação e crescimento de fendas [29]	17
Figura 16- Fator acabamento superficial (adaptado de [40])	17
Figura 17- Linhas de forças numa barra solicitada à tração [29]	18
Figura 18- (a) Distribuição de tensões para uma placa à tração com furo central [29]. (b) Fator de sensibilidade ao entalhe (adaptado de [38])	18
Figura 19- Relação entre tensão e tempo (adaptado de [38]). (a) Ciclo de tensão alternado, (b) Ciclo de tensão repetido (c) Ciclo de tensão pulsante	20
Figura 20- Efeito da tensão média na vida à fadiga do material [45]	20
Figura 21- Linhas de Goodman, Gerber e Soderberg (adaptado de [40])	21
Figura 22- Diagrama de Smith (adaptado de [29])	22
Figura 23- Ciclos de amplitude de tensão variável. (a) Ciclo por blocos de amplitude constante (adaptado de [46]). (b) Ciclo aleatório (adaptado de [40])	22
Figura 24- Identificação da vida útil para o ciclo alternado de tensão por blocos [47]	23
Figura 25- Representação da distribuição de ciclos por intervalo de amplitude de tensão, a partir da análise do ciclo de tensão por blocos [48]	23
Figura 26- Programa de oito blocos [49]	24
Figura 27- Metodologias para o estudo à fadiga baseadas na análise das solicitações no domínio do tempo e no domínio da frequência (adaptado de [50])	24
Figura 28- Método de Rain-Flow (adaptado de [51])	25
Figura 29- Representação do sinal em aceleração registado ao longo do tempo (a) e a correspondente distribuição do PSD (b) (adaptado de [54])	26
Figura 30- Avaliação da fadiga recorrendo à análise de frequências (adaptado de [54])	27
Figura 31- Representação da PSD em função da frequência (adaptado de [59])	28

Figura 32- Representação dos sinais de banda estreita, banda larga e bi-modal em (a) no tempo e (b) distribuição de PSD [62].....	28
Figura 33- Representação do momento espectral (adaptado de [52]).....	29
Figura 34- Resistência à fadiga do material de base versus material soldado e a influência da dimensão do defeito (adaptado de [65])	31
Figura 35- Variáveis em modelo do tipo cascas para cálculo das forças nodais para aplicação do método de Dong (adaptado de [64])	32
Figura 36- Distribuição dos esforços de membrana e flexão num cordão de soldadura (adaptado de [69]).....	33
Figura 37- Interpolação da curva S-N (adaptado de [69]).....	33
Figura 38- Fluxograma das principais etapas da metodologia numérico-experimental para o estudo à fadiga de componentes (adaptado de [70]).....	34
Figura 39- Imagem do ensaio à fadiga de elemento de ligação estrutural [8]	35
Figura 40- Ensaio à fadiga de estrutura de autocarro [12]. (a) Pista ensaio acelerado à fadiga TATRA Trucks® (b) Simulação do peso dos passageiros no veículo.....	36
Figura 41- Diagrama com a localização dos obstáculos, usados no estudo à fadiga da estrutura do autocarro [3]	36
Figura 42- Fluxograma processamento do sinal e verificação do dano na estrutura (adaptado de [74]).....	37
Figura 43- Função PDF das tensões em função do número de ciclos e do dano acumulado [73]... 37	37
Figura 44- Fluxograma da análise da resposta do chassi de um camião a uma excitação (adaptado de [55]).....	38
Figura 45- Software MBD com simulação de irregularidades no pavimento	39
Figura 46- Veículo utilizado para o ensaio	41
Figura 47- Layout de passageiro do veículo em estudo.....	41
Figura 48- Modelo tridimensional do autocarro.....	42
Figura 49- Modelo numérico da superestrutura do autocarro.....	42
Figura 50- Modelo de elementos finitos da superestrutura mais carroçaria com: (a) pormenor de uma massa remota; (b) pormenor da ligação soldada e (c) de uma ligação aparafusada	43
Figura 51- Erro no cálculo das frequências naturais da superestrutura função do número de elementos utilizadas na discretização	44
Figura 52- Superestrutura suspensa	45
Figura 53- Pontos de aplicação de excitação com (a) martelo de impacto PCB 086C01 e respetivo ponto de medição da resposta em frequência com (b) acelerómetro PCB modelo 356A17	45
Figura 54- FRFs médias em diferentes pontos da superestrutura para a condição livre-livre	46
Figura 55- Pontos de aplicação de excitação e respetivo ponto de medição da resposta em frequência do conjunto superestrutura mais chassi.....	47
Figura 56- FRFs médias em diferentes pontos da superestrutura mais chassi para a condição simplesmente apoiado.....	47
Figura 57- Fixação de acelerómetro eixo dianteiro	49
Figura 58- Sistema de aquisição cDAQ 9188 com os módulos NI 9234 para o registo da aceleração nos diferentes apoios e nas três direções ortogonais	50
Figura 59- (a) Recomendações para instalação de acelerómetro mediante o espectro de frequências a medir [83]. (b) Cera de abelha utilizada para fixação dos acelerómetros ao chassi.....	51
Figura 60- Mapa de recolha de dados no percurso 1	52

Figura 61- Mapa de recolha de dados no percurso 2	52
Figura 62- Mapa de recolha de dados no percurso 3	53
Figura 63- Sinais da amplitude de aceleração no tempo registados para o percurso 2 e junto ao apoio do eixo frontal direito (a) e um pormenor do mesmo (b)	54
Figura 64- Distribuição espectral do valor RMS no eixo da frente	55
Figura 65- Distribuição espectral do valor RMS no eixo traseiro.....	55
Figura 66- Programa para conversão do sinal da aceleração no tempo no respetivo espectro PSD, através do Ansys nCode®	56
Figura 67- Espectro do PSD das acelerações para o percurso 1	57
Figura 68- Espectro do PSD das acelerações para o percurso 2	57
Figura 70- Espectro do PSD das acelerações para o percurso 3	57
Figura 71- Metodologia de análise da vida à fadiga de um modelo local.....	58
Figura 72- Tensão equivalente de von Mises na estrutura do veículo na passagem por lomba, com destaque da região de maior nível de tensão.....	59
Figura 73- Resposta em frequência das tensões para o modelo global no ponto crítico.....	60
Figura 74- Modelo local com pormenores da ligação soldada	60
Figura 75- Resposta em frequência das tensões para o modelo local num nó da malha localizado na zona de maior solicitação.....	61
Figura 76- Curvas S-N função do estado de tensão gerado [88].....	62
Figura 77- Coeficiente de dano obtido pelo método de Dirlik para solicitações geradas pelo percurso 1.....	63
Figura 78- Coeficiente de dano obtido pelo método de Dirlik para solicitações geradas pelo percurso 2.....	64
Figura 79- Coeficiente de dano obtido pelo método de Dirlik para solicitações geradas pelo percurso 3.....	65

página propositadamente em branco

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1- Produtos CaetanoBus [17].....	5
Tabela 2- Variável normalizada e coeficiente de fiabilidade em função do grau de fiabilidade [13]	19
Tabela 3- Relação entre número de elementos finitos e dimensão	44
Tabela 4- Comparação das frequências numéricas e frequências experimentais da superestrutura	46
Tabela 5- Comparação das frequências numéricas e frequências experimentais da superestrutura mais chassi	48
Tabela 6- Principais características dos percursos	55
Tabela 7- Caracterização da vida útil do modelo local para os três percursos	65

página propositadamente em branco

LISTAS DE SIGLAS E SÍMBOLOS

Lista de Siglas

Ansyes APDL	Ansyes Parametric Design Language
ASTM	American Society for Testing and Materials
BS	British Standard
DIN	Deutsches Institut für Normung
FEA	Finit Element Analysis
FFT	Fast Fourier Transform
FRF	Função de Resposta em Frequência
ISO	Organização Internacional de Normalização
MBD	Multibody Dynamics
MEF	Método de Elementos Finitos
PSD	Power Spectral Density
RMS	Root Mean Square
SAE	Sociedade dos Engenheiros Automóvel
ULW	Unladen Weight
UNECE	Comissão Económica das Nações Unidas para a Europa
USA	United States of America
ZTA	Zona Termicamente Afetada

Lista de Símbolos

b	Constante do material à fadiga	
$[C]$	Matriz de amortecimento	$N \cdot s/m$
C'	Constante material à fadiga	
d	Diâmetro	mm
D	Dano acumulado	
D_{Dirlik}	Danos acumulado calculado pelo método de Dirlik	
D_1, D_2, D_3	Parâmetros de cálculo da equação de Dirlik	
$E[P]$	Número de picos do sinal espectral por segundo	
f	Frequência	Hz
$Freq_{Calculada}$	Frequência natural calculada pelo software de elementos finitos	Hz
$Freq_{Referência}$	Frequência natural calculada experimentalmente	Hz
$F(\omega)$	Força harmónica, espectro da solicitação	N

$f(t)$	Vetor das forças aplicadas	N
fn	Força discreta	N
f_x	Forças axiais no cálculo dos esforços nodais	N
$F(\omega)^*$	Complexo conjugado do espectro de solicitação	
$FRF_{Estrutura}$	Função de resposta em frequência da estrutura	
$H(\omega)$	Função de resposta em frequência	
K	Constante do material à fadiga	
$[K]$	Matriz de rigidez	N/m
k_c	Coefficiente caso de carga	
k_f	Coefficiente de concentração de tensões	
k'_f	Coefficiente de fiabilidade	
k_s	Coefficiente de acabamento superficial	
k_t	Coefficiente de tamanho	
k_T	Coefficiente de temperatura	
$[M]$	Matriz de massa	kg
m_n	Momentos espectrais de ordem n	
m_y	Momentos na direção y no cálculo dos esforços nodais	$N.mm$
n_i	Número de ciclos	
N_i	Número de ciclos da função de tensão	
N_f	Número de ciclos até à rotura	
N_p	Número de ciclos para propagação da fenda	
$p(S_a)$	Função densidade probabilística	g^2/Hz
$PSD_{Acelerações}$	Power Spectral Density das acelerações	
$PSD_{Tensões}$	Power Spectral Density das tensões geradas na estrutura	
Q	Fator de correção equação de Dirlik	
Q_E	Quilómetros estimados para a vida útil do veículo	km
Q_P	Quilómetros percorridos pelo veículo ao longo do ensaio experimental	km
R	Razão de tensões	
R'	Fator de Correção equação de Dirlik	
$S(\omega)$	Função PSD	g^2/Hz
S_{a_i}	Tensão limite de fadiga	Pa
S_i	Conjunto de blocos com amplitude de tensão constante	
T	Período	s
T	Temperatura	$^{\circ}C$
t	Espessura	mm
$\{x(t)\}$	Vetor de deslocamento	mm
$\{\dot{x}(t)\}$	Vetor de velocidade	m/s
$\{\ddot{x}(t)\}$	Vetor de aceleração	m/s^2

$X(\omega)$	Amplitude de deslocamento, espectro da resposta em deslocamento	mm
$freq_m$	Frequência média normalizada	Hz
σ	Desvio padrão	
σ_{flex}	Tensão de flexão	Pa
σ_m	Tensão média	Pa
$\sigma_{m\acute{a}x}$	Tensão máxima	Pa
σ_{memb}	Tensão de membrana	Pa
σ_{min}	Tensão mínima	Pa
σ_s	Tensão soldadura	Pa
ω	Frequência angular	Rad/s
ω_k	Largura de banda	
$\Delta\sigma$	Intervalo de tensão	Pa
σ_f	Tensão limite fadiga corrigida	Pa
σ_{f_0}	Tensão limite de fadiga de referência	Pa
$\sigma_{nominal}$	Tensão nominal	Pa
σ_{pico}	Tensão de pico	Pa

página propositadamente em branco

1. INTRODUÇÃO

Neste capítulo são descritas as principais motivações que conduziram à realização desta dissertação, definidos os objetivos a alcançar, descrita a metodologia aplicada para a realização deste trabalho, feita uma breve descrição da empresa onde se desenvolveu todo o trabalho e termina com a estrutura e conteúdos abordados em cada capítulo.

1.1. Enquadramento

A realização do trabalho de dissertação resulta da necessidade da empresa CaetanoBus® prever a vida útil da estrutura de um veículo pesado para transporte de passageiros, também conhecido como autocarro. Esta necessidade requereu o desenvolvimento e criação dentro da empresa de novas ferramentas baseadas em metodologias numérico-experimentais, capazes de prever o comportamento e a longevidade das estruturas dos autocarros.

As novas metas de sustentabilidade ambiental obrigam ao reforço da rede de transportes públicos para garantir a mobilidade urbana e promover a redução do tráfego dentro das cidades, promovendo, desta forma, uma melhoria dos transportes [1], [2]. A Figura 1 mostra que o reforço destas redes conduz ao aumento da afluência de passageiros.

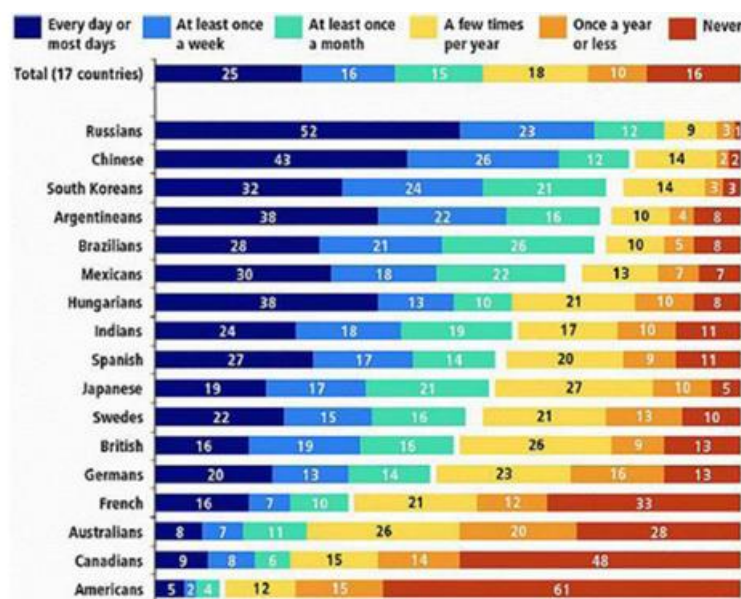


Figura 1- Utilização de transportes públicos no mundo [2]

O principal desafio para os construtores de autocarros é o aumento da lotação, a redução de peso destes veículos (tara), ULW (*Unladen Weight*) e a utilização de soluções motrizes menos poluentes. A redução do peso e o aumento da capacidade são alcançados através do recurso a novas soluções de construção e com a aplicação de novos materiais [2], [3].

A atual rápida evolução do mercado dos autocarros, tem obrigado os fabricantes a desenvolver soluções específicas para cada utilização. Estas exigem tempos de projeto e preços cada vez mais reduzidos, o que limita a realização de ensaios experimentais de longa duração de modo a prever o comportamento da estrutura e a corrigir as respetivas falhas [2], [3].

Pelos motivos indicados, é comum surgirem nestes veículos falhas estruturais relacionadas com o fenómeno de fadiga, sendo apontada como um dos principais fatores para falhas estruturais, traduzindo-se em custos elevados de após-venda para o construtor [3], [4]. Assim, os construtores têm a necessidade de melhorar a fiabilidade dos seus veículos, o que requer a antevisão do seu comportamento estrutural durante a vida útil do veículo [3]. No passado, a previsão do comportamento à fadiga das estruturas era baseada em ensaios experimentais de longa duração [5], [6]. Todavia, este método não pode ser aplicado devido aos tempos cada vez mais curtos de desenvolvimento do produto [7]. Como alternativa, têm sido utilizadas ensaios acelerados em bancada para prever o comportamento à fadiga da estrutura [8]–[10]. No entanto, estes ensaios requerem meios experimentais muito dispendiosos, por envolverem atuadores electro-hidráulicos controlados por computadores, como evidenciado na Figura 2.

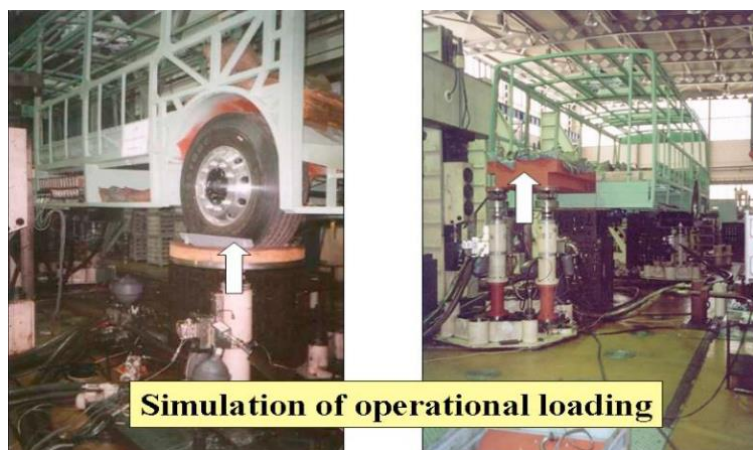


Figura 2-Ensaio à fadiga de autocarro em laboratório [8]

Com o desenvolvimento das ferramentas de simulação numéricas, capazes de reproduzir com boa precisão o comportamento real das estruturas, são propostas novas metodologias baseadas na amostragem de ensaios experimentais, as quais, permitem prever, com um certo grau de confiança, o comportamento à fadiga da estrutura [11], [12]. Na Figura 3 é apresentado um fluxograma que descreve esta metodologia, a qual permite validar os modelos durante a fase de projeto, reduzir o tempo de desenvolvimento e os custos associados aos ensaios experimentais [11]. Deve realçar-se que a realização dos ensaios experimentais de fadiga, requer a construção de vários protótipos, o que representa um acréscimo significativo ao custo de projeto.

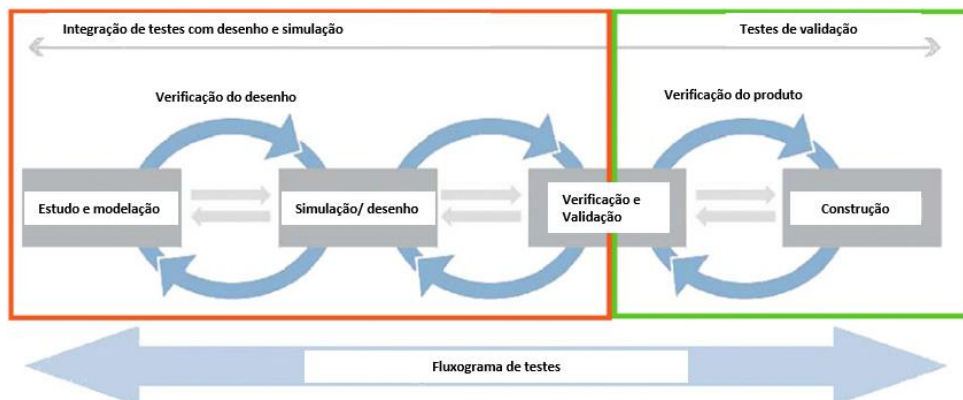


Figura 3- Diagrama de desenvolvimento de produto recorrendo a ferramentas computacionais (adaptado de [11])

A fadiga é um fenómeno recorrente neste tipo de veículos, uma vez que estão sujeitos a cargas cíclicas que conduzem à formação e propagação de fendas, as quais resultam na rotura do componente quando as tensões aplicadas excedem um certo limite [5], [13]. As irregularidades do piso das estradas, a entrada e saída de passageiros, o perfil de condução dos motoristas são, entre outros, os principais tipos de solicitação que estão na origem do fenómeno de fadiga estrutural dos autocarros [5].

O projeto do autocarro deve respeitar a normas aplicáveis ao veículo. No que diz respeito à estrutura, a única norma aplicada, estabelece as condições de segurança a respeitar na situação de capotamento, o Regulamento 66 da UNECE, sendo esta obrigatória para veículos de turismo. Contudo, não existem normas específicas para dimensionamento à fadiga e é escasso o número de artigos científicos dedicados ao estudo à fadiga de estruturas de autocarros.

1.2. Objetivos

Este trabalho tem como principal objetivo o desenvolvimento dentro da empresa CaetanoBus® de uma metodologia numérico-experimental destinada ao dimensionamento à fadiga das estruturas de autocarros. O elemento de referência neste estudo é um miniautocarro, Caetano- iTrabus Urbano. Esta envolve a recolha das solicitações geradas por diferentes pavimentos, na forma de aceleração e a simulação numérica do comportamento à fadiga dos elementos críticos da estrutura com base nas solicitações recolhidas.

1.3. Metodologia

A primeira etapa deste trabalho de dissertação envolverá a recolha e análise bibliográfica sobre a evolução histórica das estruturas de autocarros e sobre as diferentes metodologias aplicadas ao estudo à fadiga de estruturas, com destaque para estruturas de autocarros. A segunda será dedicada à pesquisa e seleção da metodologia mais adequada ao estudo à fadiga do modelo selecionado, com a identificação das suas diferentes componentes. A terceira e última etapa, envolve a aplicação da metodologia selecionada ao estudo da vida útil à fadiga, a partir da análise dos elementos mais críticos.

1.4. Apresentação da empresa

A empresa CaetanoBus®, localizada em Vila Nova de Gaia, está inserida no Grupo Salvador Caetano desde 2002 [14]. Esta disponibilizou todos os meios e recursos necessários à realização deste trabalho de dissertação.

A Salvador Caetano fabrico de Carroçarias iniciou a sua atividade com o desenvolvimento e construção de carroçarias para autocarros em madeira no ano de 1946 como é o exemplo do veículo representado na Figura 4.



Figura 4- Autocarro Salvador Caetano, com estrutura em madeira (adaptado de [14])

Em 1955, a empresa introduz em Portugal a sua primeira carroçaria inteiramente construída em aço.

Em 2002 é fundada a empresa CaetanoBus®, aliada ao Grupo Salvador Caetano, onde permanece até à atualidade [14].

A CaetanoBus é uma empresa de referência mundial na construção de autocarros. Os vários anos no mercado permitiram-lhe a acumulação de conhecimento no desenvolvimento de carroçarias para autocarros. Na Figura 5 são apresentadas imagens das instalações da empresa em Vila Nova de Gaia.



Figura 5- (a) Linha de produção CaetanoBus (adaptado de [15]), (b) Instalações CaetanoBus (adaptado de [16])

A empresa procurou acompanhar a evolução do mercado mundial e a migração para veículos elétricos, tendo apresentado em 2012 o primeiro autocarro movido a eletricidade. A evolução deste autocarro continuou nos últimos anos com a incorporação da tecnologia de pilha de combustível, *Fuel Cell* [14].

Em 2021, a Caetano anuncia o *co-branding* com a TOYOTA, apresentado na Figura 6, nas suas soluções de mobilidade elétrica, ou seja, no autocarro 100 % elétrico e no *Fuel Cell* (CaetanoBus, 2021).



Figura 6- Co-Branding com Toyota das soluções de mobilidade elétrica da CaetanoBus [16]

Na Tabela 1 são apresentados, de forma sucinta, os principais modelos de autocarros da CaetanoBus®, ainda em produção. Estes procuram oferecer um conjunto abrangente de soluções, desde logo, o transporte de passageiros em aeroporto, transporte turístico e urbano.

Tabela 1- Produtos CaetanoBus [17]

Modelos	Descrição
iTrabus	
	Miniautocarro, do tipo M3 classe B, com a capacidade de 31 lugares e ideal para o transporte de pequenos grupos.
Invictus	
	Autocarro de dois pisos, do tipo M3 e classe B, desenvolvida para o transporte do maior número de passageiros em serviço de turismo. Este veículo utiliza uma carroçaria integralmente desenvolvida em alumínio.
Levante	
	Autocarro desenvolvido para o mercado inglês. Veículo do tipo turismo, com um elevado nível de conforto e bons acabamentos. Este veículo possui uma rampa para passageiros com baixa mobilidade.

Modelos	Descrição
Winner 	Autocarro do tipo turismo, do tipo M3 e classe B. O modelo Winner, é um modelo de veículo desenvolvido para o mercado europeu e nacional, semelhante ao modelo projetado para o mercado inglês. Apresenta o mesmo nível de conforto e luxo do modelo Levante, fator que distingue a empresa dos restantes carroçadores.
City.Gold 	Autocarro de referência nacional no que diz respeito ao transporte de passageiros em circuito urbano. Veículo desenvolvido com total foco no transporte coletivo, criando condições de acessibilidade e ergonomia que permitam a todos os passageiros uma viagem confortável.
e.CityGold 	Veículo do tipo urbano, integralmente desenvolvido pela empresa, sendo equipado com chassis CAETANO e carroçaria desenvolvida pela empresa. Modelo 100 % elétrico desenvolvido a pensar na sustentabilidade ambiental. Este veículo foi desenvolvido para o mercado nacional e europeu. Foram vendidas algumas unidades para o Reino Unido com volante à direita.
H2.CityGold 	Solução de mobilidade urbana movido a hidrogénio. Veículo desenvolvido para o transporte urbano. À semelhança do e.CityGold também é uma solução integralmente desenvolvida pela CaetanoBus®.
Cobus 	Autocarro desenvolvido para o transporte de passageiros em aeroporto. Com este veículo a empresa é líder mundial, na categoria de autocarros de aeroporto. Veículo desenvolvido com elevada acessibilidade e <i>performance</i>.

1.5. Estrutura do documento

O trabalho desenvolvido está estruturado em cinco capítulos, cujos principais conteúdos se descrevem em seguida.

No capítulo 1 é realizado uma breve introdução ao tema, são apresentados os principais objetivos, definida a metodologia de investigação seguida no desenvolvimento do trabalho, é descrita a empresa onde foi desenvolvido o trabalho e termina com a descrição da estrutura e conteúdos abordados em cada capítulo.

O capítulo 2 inicia com a descrição e classificação das estruturas de autocarros e respetivos elementos estruturais. É apresentado uma descrição geral sobre o comportamento à fadiga das estruturas metálicas, com apresentação das curvas S-N, ciclos de carregamento e os métodos de análise baseados no registo das solicitações no domínio do tempo e no domínio da frequência. Na sequência deste, são apresentados os métodos de análise à fadiga de ligações soldadas. O capítulo termina com a descrição das metodologias mais recentes dedicadas ao estudo da fadiga em estruturas de autocarros.

No capítulo 3 é descrito o desenvolvimento, construção e validação do modelo numérico do miniautocarro selecionado para o estudo à fadiga. A construção do modelo é baseada na geometria e propriedades dos materiais usados na sua construção. O grau de discretização do modelo em elementos finitos é avaliado através da análise da convergência das frequências de vibração. É apresentado a validação dos modelos da superestrutura e da superestrutura mais chassi através da comparação das frequências naturais numéricas e experimentais.

O capítulo 4 é dedicado ao estudo à fadiga da estrutura do miniautocarro. Iniciado com a descrição da recolha e análise das solicitações geradas sobre a estrutura por três percursos selecionados pela empresa. É classificado o grau de severidade das solicitações para cada percurso em função das amplitudes RMS das acelerações geradas. É descrito o procedimento para a determinação do espectro PSD em aceleração, necessário à análise à fadiga. A partir de uma análise estática, é identificada a ligação mais crítica e sobre a qual é realizado um estudo detalhado à fadiga, através da construção de um modelo local. Por fim, é apresentada uma comparação da vida útil da ligação para os três percursos.

O último capítulo, capítulo 5, apresenta as conclusões gerais do trabalho desenvolvido, sendo enumerados os objetivos atingidos e as dificuldades encontradas na implementação da metodologia selecionada para o estudo à fadiga da estrutura do autocarro. Na sequência destes, são apresentadas propostas de trabalhos futuros.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo apresenta a contextualização do trabalho e toda a base científica necessária ao estudo à fadiga de estruturas de autocarros. O capítulo inicia-se com a descrição dos vários elementos estruturais e não estruturais constituintes do autocarro, os processos de fabrico e a influência de cada elemento na rigidez do veículo. Em seguida é feita a contextualização histórica e são abordados os conceitos fundamentais sobre fadiga em materiais metálicos. Neste âmbito, são descritos as curvas S-N e os respetivos coeficientes de correção, são igualmente apresentados os critérios de falha e os métodos de análise à fadiga.

Por último, são descritas as diferentes metodologias utilizadas na avaliação do comportamento à fadiga de estruturas soldadas de veículos, com destaque para a metodologia numérico-experimental. Esta é baseada em recentes publicações científicas e normas aplicáveis ao dimensionamento à fadiga em estruturas de veículos. Uma vez que é adotado neste trabalho a metodologia numérico-experimental, descreve-se a recolha da resposta dinâmica do autocarro em ensaios de estrada e estudo da metodologia de análise numérica à fadiga da estrutura.

2.1. Veículos pesados de passageiros- elementos integrantes

A tipologia de construção de autocarros classifica-se em autocarro semi-integral e autocarro integral. O autocarro semi-integral divide-se em carroçaria e chassi, enquanto no autocarro integral a construção é do tipo monobloco, não havendo descontinuidade estrutural.

Na construção de veículos do tipo semi-integral é possível aos fabricantes para o mesmo chassi desenvolver diferentes carroçarias de acordo com os requisitos do cliente. O veículo utilizado neste projeto é um IVECO iTrabus Urbano veículo do tipo M3 e classe 2, projetado para realizar serviço de transporte coletivo de passageiros em circuito urbano. Porém, para o mesmo chassi foi desenvolvida uma outra carroçaria que permite ao veículo realizar serviços de longo curso, sendo este designado de IVECO iTrabus e cujas características gerais podem ser consultadas na Tabela 1.

No que se refere aos autocarros de construção semi-integral, a sua carroçaria é constituída por elementos estruturais e não estruturais. Os elementos estruturais são todos os elementos que conferem rigidez e resistência ao autocarro, sendo habitualmente fabricados em liga de aço ou alumínio. Estes são fabricados a partir de perfis tubulares metálicos ou perfis extrudidos de alumínio ligados por construção aparafusada e que servem de suporte aos elementos não estruturais. Estes últimos servem de revestimento da estrutura, são exemplo: os painéis laterais em material compósito, a chapa de aço ou alumínio, os vidros, o revestimento interior, a frente e a traseira, habitualmente fabricados em material compósito, os quais são fixos à estrutura por ligação adesiva.

O chassi é composto por perfis metálicos que lhe conferem uma elevada rigidez à flexão, servindo de suporte a toda a carroçaria e que permitem a ligação de todos os componentes responsáveis pelo sistema motriz do veículo, dos quais se destaca o motor, a suspensão e todas as ligações hidráulicas, pneumáticas e elétricas. A ligação da carroçaria ao chassi é geralmente realizada através de uma ligação soldada ou aparafusada, de acordo com as recomendações do fabricante de chassi.

Os autocarros de construção integral apresentam uma estrutura fabricada em materiais compósitos ou estrutura integral fabricada em construção metálica. Na estrutura fabricada em material compósito, os elementos de revestimento e os elementos estruturais (estrutura e chassi) são integrados num monobloco, o que permite fabricar estruturas com menor peso e maior rigidez global. A construção metálica incorpora numa única estrutura o chassi e a carroçaria, o que confere ao autocarro uma maior rigidez, sem o consequente aumento de peso. Nesta superestrutura são utilizados perfis em aço ou alumínio unidos por ligação soldada. O custo de produção é inferior e a taxa de produção superior à da construção de autocarros semi-integrais.

2.1.1. Veículo semi-integral

A construção do tipo semi-integral é o modelo de construção mais utilizada pelos fabricantes de autocarros. Este tipo de construção, conforme descrito anteriormente, é constituído por uma carroçaria mais chassi, ver Figura 7 (a) [18]. Habitualmente a carroçaria e o chassi são desenvolvidos por dois fabricantes diferentes. O fabricante do chassi é o responsável pelo desenvolvimento do sistema motriz, periféricos e estrutura de base. O fabricante da carroçaria é o responsável pelo desenvolvimento e construção desta estrutura e pela sua integração no chassi.

No âmbito deste trabalho será utilizado como elemento de estudo um autocarro de construção semi-integral, equipado com um chassi IVECO® e carroçaria com estrutura composta por perfis tubulares em aço soldado fabricada pela CaetanoBus®, cuja imagem se apresenta na Figura 7 (b). A ligação entre a carroçaria e o chassi é do tipo aparafusada, seguindo as recomendações do fabricante de chassi. Para além desta, são definidos aspetos técnicos do chassi e as boas ou más práticas que devem ser considerados ao longo da construção do veículo. Os elementos de revestimento da região frontal, Figura 7 (c), região traseira e interior do autocarro são fabricados em material compósito e os elementos de revestimento externo do autocarro são metálicos e ligados à estrutura através de ligação adesiva.

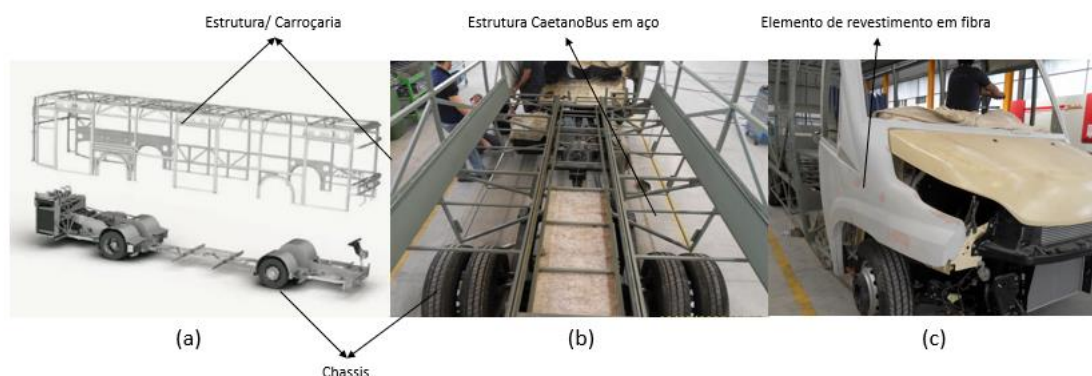


Figura 7- (a) Vista explodida de estrutura semi-integral [18] (b) Estrutura em aço CaetanoBus (c) Elemento de revestimento

A estrutura do autocarro deve possuir rigidez suficiente para suportar todos os esforços ao longo do rolamento do veículo. No projeto de autocarros com a construção semi-integral, a carroçaria tem forte contributo para a rigidez à torção do veículo, enquanto que a geometria do chassi tem maior preponderância na rigidez à flexão [19].

A construção da estrutura da carroçaria é realizada através da união dos diferentes perfis através de ligação aparafusada, caso esta seja fabricada em alumínio, ou por ligação soldada, quando esta

seja fabricada em aço [20]. Este último processo é mais rápido, económico e possibilita a execução de uma ligação robusta [20]. No entanto, a ligação soldada provoca empenos estruturais, com consequente perda de rigor geométrico e nas zonas termicamente afetadas e é mais propensa à corrosão e rotura.

O avanço da tecnologia e processos de fabrico permitiu o desenvolvimento de novas soluções por forma a otimizar a construção das carroçarias. O fabricante *3A Composites*[®] sugere a utilização de tejadilhos e soalhos em material compósito, placas do tipo sandwich, substituindo os habituais pavimentos em madeira e tejadilhos em aço ou alumínio [21], ver Figura 8. Este tipo de soluções permite um incremento da rigidez estrutural dos autocarros e o desenvolvimento de carroçarias mais leves.

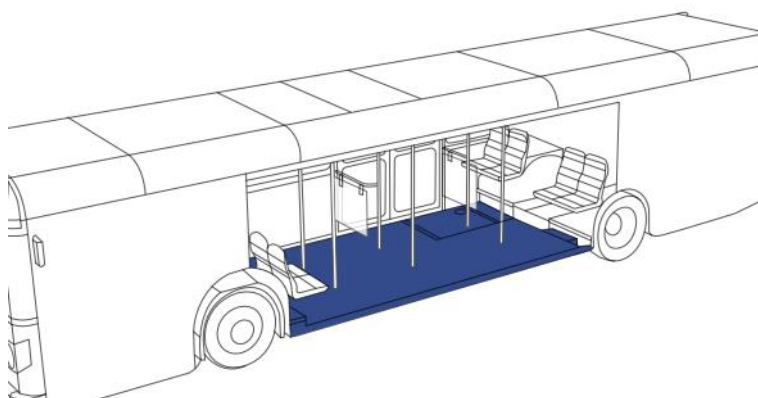


Figura 8- Soalho em placa do tipo Sandwich [21]

Na solução proposta por *Fernandes et al.* [22], o pavimento e o tejadilho em aço são substituídos por placas de sanduiche, constituída por peles em fibra de vidro e com núcleo formado por perfis pultrudidos, Figura 9. Esta substituição permitiu uma redução significativa do peso do autocarro, sem comprometer o seu desempenho e cumprindo com os regulamentos aplicáveis a este tipo de veículos.



Figura 9- Estrutura em material compósito [22]

2.1.2. Estrutura integral

A construção de estruturas integrais, designadas do tipo monobloco, têm como principais objetivos aumentar a rigidez dos veículos, reduzir o seu peso, os custos e o tempo da sua construção [23]. A redução de peso e aumento da rigidez da carroçaria é alcançada através da sua construção integral em material compósito. Na Figura 10 apresenta-se uma carroçaria construída integralmente em material compósito pelo método de infusão, sendo aplicadas fibras de carbono e outros materiais [24]. Esta solução permite converter alguns dos elementos de revestimento em elementos estruturais, tais como o pavimento, painéis laterais e tejadilho. Por outro lado, os materiais compósitos possuem uma resistência e rigidez específica superior ao do aço e do alumínio. A conjugação destes dois fatores permite reduzir em 30% o peso do autocarro sem perda de rigidez estrutural [23].



Figura 10- Estrutura integral em fibra [24]

As estruturas integrais em construção metálica apresentam uma construção contínua obtida a partir de construção soldada de perfis em aço. Através da otimização da disposição dos perfis em todo o veículo é conseguido uma redução do número de elementos usados na sua construção e um incremento da rigidez à torção e à flexão, ver Figura 11 [25].



Figura 11- Estrutura Integral em aço [25]

2.2. Fadiga

A fadiga é o processo de rotura progressiva em estruturas metálicas e não metálicas quando estão sujeitas a cargas cíclicas [26], [27]. Uma vez que a grande maioria das falhas em componentes mecânicos é devido à fadiga, o estudo deste mecanismo de falha tem uma elevada importância no projeto de estruturas ou componentes [26]. A previsão inadequada da vida útil de um componente pode conduzir a custos elevados às empresas. Refira-se que os custos com falhas por fadiga representa cerca de 4% do produto interno bruto dos USA [28]. As falhas em estruturas de grande dimensão como a explosão de reservatórios de pressão e colapso de pontes, quando associadas à perda de vidas humanas têm um forte impacto económico e social [29].

A rotura dos eixos circulantes em locomotivas no ano de 1840, impulsionou o estudo da fadiga realizado por Wöhler. A rotura destes componentes ocorria após o rolamento de algumas centenas de quilómetros das carruagens. Os veios eram projetados segundo os critérios de resistência mecânica para solicitações estáticas. A partir da análise da fratura constatou que os componentes não apresentavam deformações plásticas. A junção destes fatores despoletou o início da investigação do processo de rotura por fadiga [26]. Wöhler concluiu no seu estudo que para solicitações estáticas geradoras de tensões inferiores à tensão limite elástica não se observa a rotura dos componentes. Contudo, quando a mesma solicitação é aplicada de forma cíclica esta conduzia à rotura do componente [29]. Wöhler verificou que a tensão alternada era crucial para a coesão do material e que a tensão média também tinha influência na vida útil do componente, apesar desta última ser menos relevante [30]. Após alguns anos de experiências e de recolha de dados, apresentou as primeiras curvas que descrevem a evolução da tensão limite em função do número de ciclos. Estas foram designadas inicialmente por curvas de Wöhler e mais tarde passaram também a ser designadas por curvas S-N [30]. Em 1850, Coffin e Manson estabeleceram a relação entre o número de ciclos de uma peça e a sua vida à fadiga [30]. Basquin em 1910 propõem uma equação sob forma logarítmica que define o modelo de vida à fadiga de Wöhler, correlacionando a amplitude de tensão com a vida à fadiga do componente [30].

Palmgren em 1924 introduz a teoria do dano acumulado, estabelecendo que a aplicação de n_i ciclos para uma amplitude de tensão $S_{a,i}$ que verifica uma vida à fadiga de N_i ciclos é o equivalente a utilizar uma proporção da vida à fadiga do componente n_i/N_i [30], [31]. Segundo este autor, a falha por fadiga ocorre quando o dano acumulado (D) é de 100% da vida útil do componente, verificando-se a proporção dada pela Equação (1) [31], [32]. Em 1945, Miner fez as primeiras verificações experimentais que permitiram a validação da teoria proposta por Palmgren e estabeleceu uma nova teoria, designada de Palmgren-Miner, a qual é hoje aplicada no dimensionamento à fadiga dos componentes mecânicos [30].

$$\sum \frac{n_i}{N_i} = D \Rightarrow n_i \leq N_i \quad (1)$$

Com o acidente de uma aeronave em 1927, surge a necessidade da avaliação das cargas dinâmicas durante o funcionamento das estruturas [31]. Em 1930 Gass-Ner e Teichmann iniciaram a análise das cargas dinâmicas sobre as asas de aviões e concluíram que as forças geradas pelo escoamento turbulento do ar apresentavam amplitude variável. A necessidade de se avaliar corretamente estas solicitações ditou a aplicação de novos métodos de medição e análise dos dados experimentais. A interpretação dos sinais era realizada no domínio da frequência recorrendo à transformada rápida de Fourier (FFT), uma vez que os sinais no tempo são de difícil interpretação devido à sua elevada

complexidade. Endo e Matsuishi propuseram a aplicação do método de *Rain-Flow*, que permitia a contagem do número de ciclos de acordo com a amplitude da tensão [30], [31]. Em 1997, este método foi adotado pela ASTM (*American National Standards Institute*) como método para a contagem de ciclos na análise à fadiga, designada pela norma ASTM E1049-85. Para uma perspetiva histórica mais completa sobre os estudos à fadiga, devem consultar-se as referências [30], [31].

Em componentes sob carregamentos cíclicos, a rotura por fadiga ocorre de forma súbita na maioria dos casos, uma vez que as fendas de iniciação do processo não são visíveis ao olho humano [13], [29]. Refira-se que é habitual que as primeiras fendas de fadiga se iniciem à superfície do componente, sendo tipicamente esta a região que apresenta tensões mais elevadas [26]. Após iniciação da fenda, segue-se a sua propagação com o carregamento cíclico, resultando na diminuição da secção resistente. A propagação das fendas deve-se ao aumento do fator de intensidade de tensão (k), que depende, por sua vez, da redução da secção resistente ou aumento das tensões. A propagação das fendas ocorre em duas direções bem definidas na presença de apenas tensões normais ou de corte. Para tensões normais, a propagação dá-se na direção perpendicular à solitação, enquanto para tensões de corte sucede a 45° relativamente à direção da solitação [26]. Por fim, quando é atingida a secção limite da resistência mecânica dá-se a rotura do componente [29].

Na Figura 12 é apresentada uma imagem na qual se pode identificar as regiões associadas às três fases do processo de rotura por fadiga. A região correspondente à fase de iniciação da fenda, apresenta uma tonalidade mais escura devido ao processo de oxidação. A região correspondente à fase de propagação de fenda, é caracterizada por apresentar uma superfície polida. A região da rotura final, apresenta uma elevada rugosidade provocada pela deformação plástica do material.

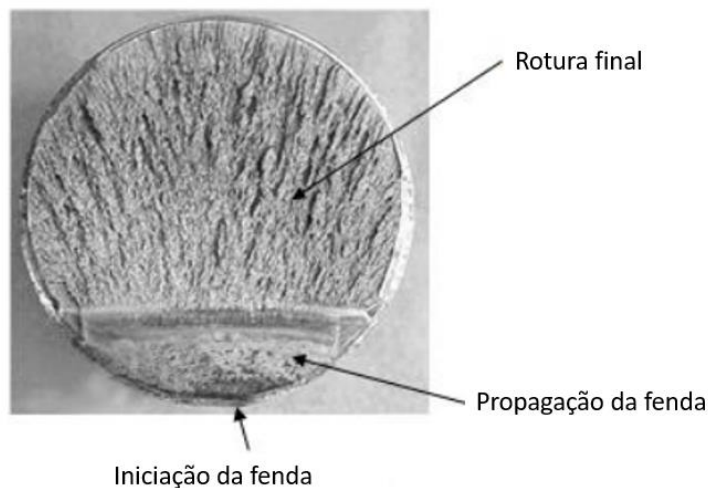


Figura 12- As regiões correspondentes às três fases do processo de rotura por fadiga (adaptado de [33])

A vida útil de um componente corresponde ao número de ciclos N_f até à rotura, o qual resulta da soma do número de ciclos até à iniciação de fenda N_i e do número de ciclos de propagação da fenda N_p , ver Equação (2) [13]. A fase de iniciação da fenda tem maior preponderância para a vida útil do componente na presença de amplitudes de tensão baixas. Pelo contrário, é a fase de propagação da fenda mais influente no processo da rotura por fadiga, quando o componente está sujeito a amplitudes de tensão mais elevadas [13].

$$N_f = N_i + N_p \text{ ciclos} \quad (2)$$

2.2.1. Curva S-N

A longevidade das estruturas é determinada a partir da análise das curvas S-N do material [34]. A curva S-N representa a amplitude da tensão limite de fadiga $\Delta \sigma$ em função do número de ciclos de carregamento N_f , conforme se pode observar na Figura 13 [27]. A relação entre a amplitude de tensão e o número de ciclos pode ainda ser descrita pela equação de Basquin [35],

$$\log \sigma_a = \log C' - c \times \log N_f \quad (3)$$

em que σ_a é a amplitude de tensão limite para N_f ciclos, c e C' são constantes a determinar para cada material.

A fadiga é classificada de alto ciclo para um número superior a 10^5 ciclos e de baixo ciclo ou fadiga oligocíclica para um número inferior a 10^5 ciclos. Na fadiga de baixo ciclo, o nível de tensão é superior à tensão de cedência do material, sendo exemplo o processo de fadiga em reservatórios sob pressão [13], [29].

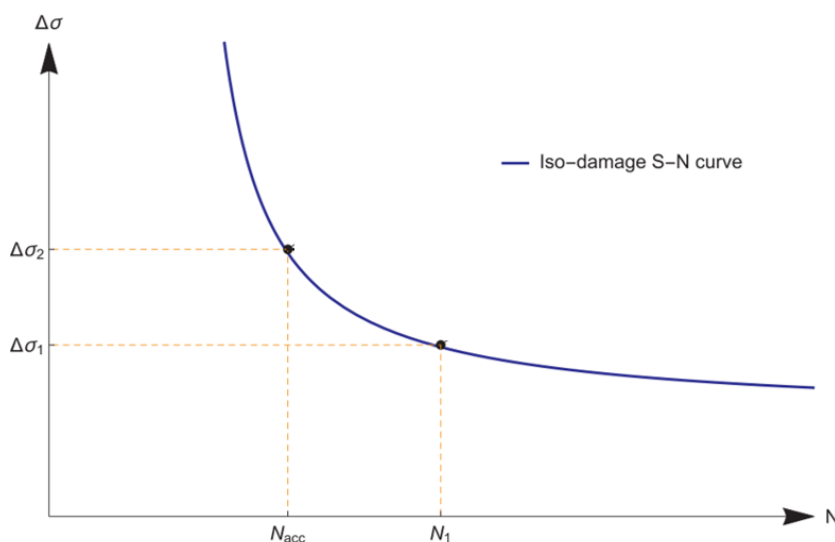


Figura 13- Curva S-N (adaptado de [36])

Os metais ferrosos apresentam um patamar bem definido, tipicamente a partir de 10^7 ciclos, abaixo deste valor de amplitude de tensão é assumido que o componente possui vida infinita à fadiga [27]. Pelo contrário, os metais não ferrosos, como o caso dos alumínio, apresentam um decréscimo contínuo da tensão limite com o número de ciclos [37]. Para estes casos, a tensão limite para o número de ciclos igual ou superior a 10^8 ciclos é assumido como possuindo vida infinita à fadiga [38].

Na Figura 14, estão representadas as curvas típicas S-N do aço 1045 e do alumínio 2024-T6. No aço é possível identificar um patamar de tensão limite a partir de 10^7 ciclos, o mesmo não é observado para o alumínio, que apresenta um decréscimo contínuo da tensão limite de fadiga com o número de ciclos.

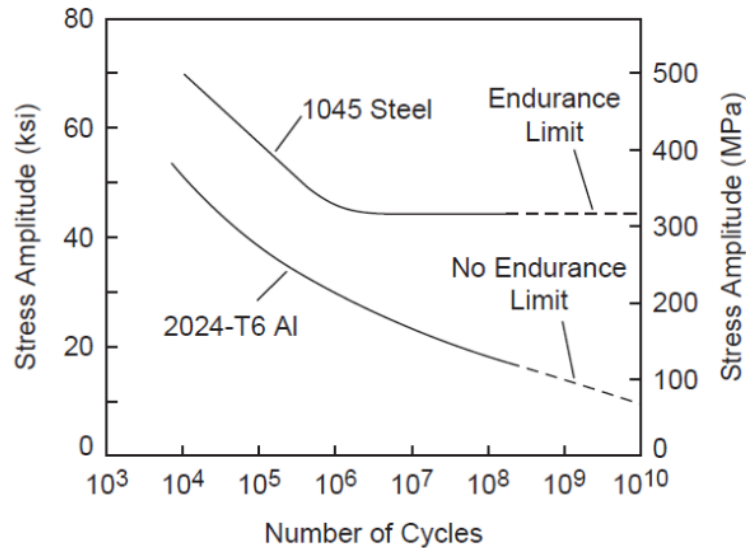


Figura 14- Curva S-N típica para um aço e alumínio [37]

A determinação das curvas S-N é realizada a partir de ensaios padronizados. A metodologia de ensaio e as dimensões dos provetes a ensaiar são definidas pelas normas alemãs DIN (*Deutsches Institute für Normung*) 50113 e 50142 e pelas normas americanas ASTM E 466-76 e E 606-80. Os ensaios estão divididos em uniaxiais e biaxiais. Os ensaios uniaxiais são os mais comuns e apresentam uma tensão média nula [39]. Estes são realizados a partir de ensaios de flexão rotativa, flexão plana, torção alternada e compressão alternada do componente [13]. No entanto, para estados de tensão mais complexos, opta-se pela realização de ensaios biaxiais [39]. Habitualmente a determinação das curvas S-N requer a realização entre 20 e 30 ensaios [13]. O provete deve apresentar um acabamento superficial polido para eliminar a influência de possíveis imperfeições superficiais. Refira-se que sob a perspectiva do fabrico dos componentes mecânicos, este grau de acabamento é impraticável devido ao tempo requerido e ao elevado custo associado [40].

As curvas S-N deverão ser corrigidas sempre que as condições fronteiras, a temperatura, o tipo de carregamento, a concentração de tensões, as dimensões do provete e o acabamento superficial, definido pelo processo de fabrico sejam distintas das condições de ensaio. A aplicação de coeficientes de correção (k_s, k_t, k_f, k_T, k_c) à σ_{f0} tensão limite de fadiga obtida a partir de um ensaio normalizado, permite obter a tensão limite corrigida [40],

$$\sigma_f = (k_s \times k_t \times k_f \times k_T \times k_c \times k'_f) \times \sigma_{f0} \quad (4)$$

em que k_s é o coeficiente de acabamento superficial, k_t o coeficiente de tamanho, k_f o coeficiente de concentração de tensões, k_T o coeficiente de temperatura, k_c o coeficiente de caso de carga e k'_f é o coeficiente de fiabilidade [38].

Os ensaios à fadiga revelam que um acabamento superficial grosseiro conduz à diminuição da vida útil dos componentes, devido à concentração de tensões à sua superfície [38]. A Figura 15 mostra a influência do acabamento superficial na vida à fadiga dos componentes. Os resultados obtidos por *Forest et al.* [41], correspondem a três amplitudes de tensão diferentes e dois tipos de acabamento superficial, grosseiro e fino. O mesmo autor verificou que o número de ciclos necessário para iniciação da fenda era menor nos provetes com acabamento mais grosseiro relativamente aos provetes com acabamento fino, comprovado pelos resultados apresentados na Figura 15.

Também concluiu que o acabamento superficial é menos influente na fase de propagação das fendas e que o número de ciclos para iniciação da fenda é superior ao do processo de propagação.

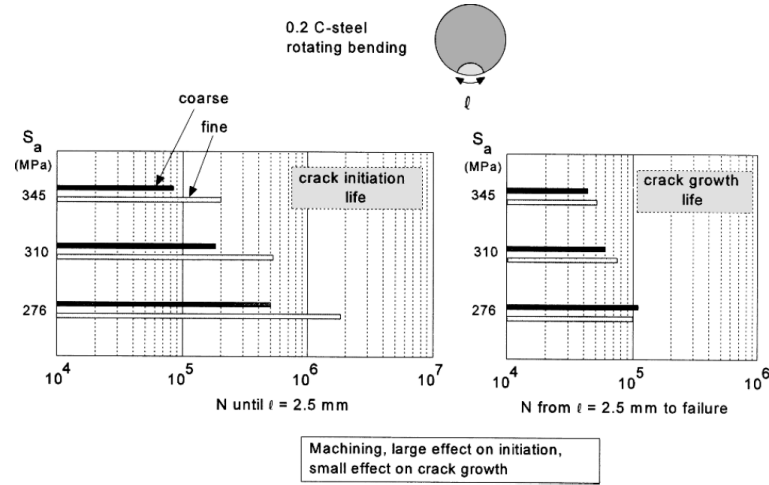


Figura 15- Influência da rugosidade superficial na iniciação e crescimento de fendas [29]

O coeficiente k_s pode ser determinado em função da dureza e da tensão de rotura do material. A Figura 16 mostra que este coeficiente diminui com a tensão de rotura e com a dureza do material.

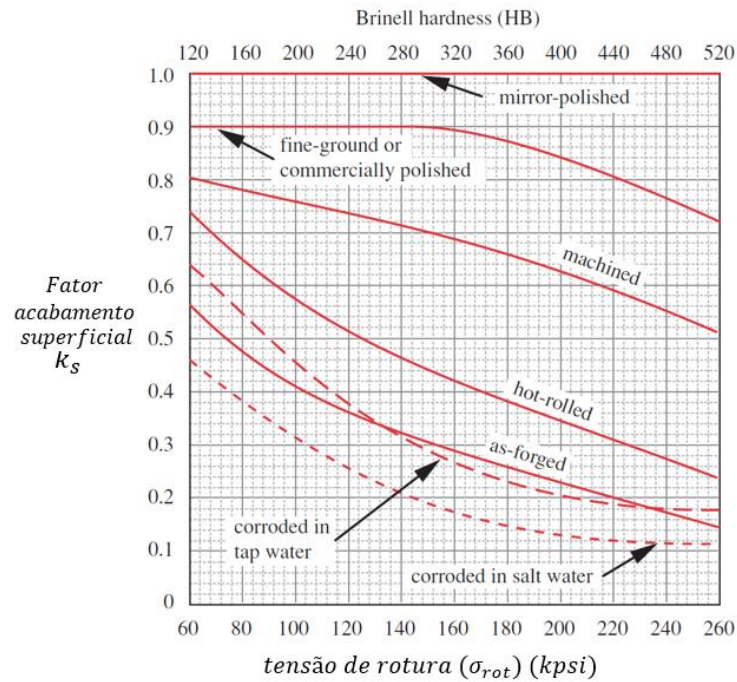


Figura 16- Fator acabamento superficial (adaptado de [40])

A tensão limite de fadiga deverá ser corrigida de um coeficiente (k_t) para componentes cujas dimensões sejam diferentes dos provetes usados nos ensaios normalizados. Este coeficiente de correção é determinado pela razão entre volumes,

$$k_t = \left(\frac{V}{V_0}\right)^{-0,034} \quad (5)$$

em que V é o volume crítico do componente e V_0 o volume crítico do provete, os quais correspondem às regiões com tensão superior a 95% da tensão máxima [13].

Para elementos de secção circular sujeitas a solicitações à flexão ou torção, foram definidos coeficientes de correção da tensão limite à fadiga em função do diâmetro do elemento [26], [40], [42].

$$\begin{cases} k_t = 1, & \text{para } d < 8\text{mm} \\ k_t = 1,189 \times d^{-0,097}, & \text{para } 8 < d < 250\text{ mm} \end{cases} \quad (6)$$

Na prática, os componentes mecânicos apresentam furos, rosca ou entalhes, tendo em conta as necessidades funcionais do projeto. Quando estas descontinuidades geométricas são sujeitas a carregamentos externos induzem estados de concentração de tensões [43]. Estas, por sua vez, influenciam a vida à fadiga dos componentes. A concentração de tensões pode ser explicada recorrendo à analogia do escoamento de um fluido, em que as linhas de força correspondem às linhas de escoamento do fluido. A Figura 17 representa as linhas de força de um provete, que são uniformes até à zona do entalhe, nesta verifica-se uma maior concentração das linhas de forças [26].

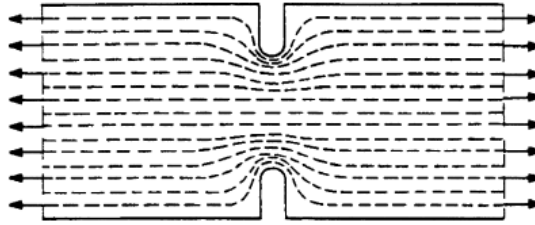


Figura 17- Linhas de forças numa barra solicitada à tração [29]

O coeficiente de concentração de tensões k_f é função do coeficiente de concentração de tensões estático k_t e do fator de sensibilidade ao entalhe q , em que k_t é determinado pela relação entre a tensão de pico e a tensão nominal numa descontinuidade geométrica [29],

$$k_f = 1 + q \times (k_t - 1) = 1 + q \times \left(\frac{\sigma_{pico}}{\sigma_{nominal}} - 1 \right) \quad (7)$$

Define-se como tensão de pico a tensão observada na proximidade da descontinuidade geométrica e tensão nominal a tensão remota no componente, ver Figura 18 (a). O coeficiente de sensibilidade ao entalhe q é tipicamente determinado a partir de curvas que relacionam o raio da descontinuidade geométrica com a tensão de rotura do material, cujos valores para alguns tipos de aço e alumínio podem ser obtidos a partir da Figura 18 (b) [38].

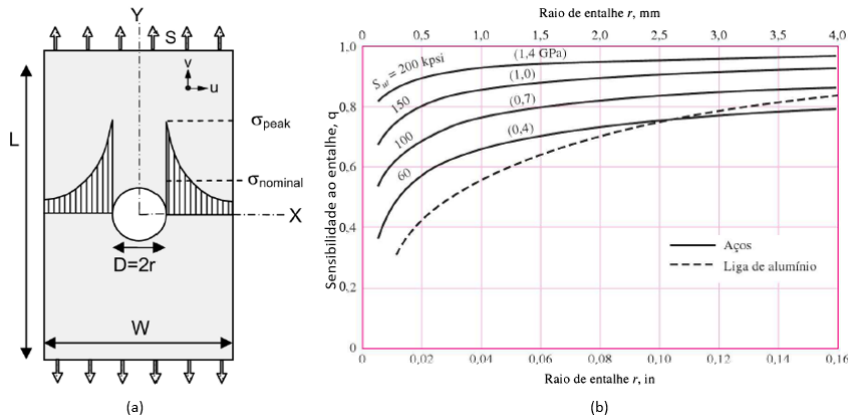


Figura 18- (a) Distribuição de tensões para uma placa à tração com furo central [29]. (b) Fator de sensibilidade ao entalhe (adaptado de [38])

A temperatura tem influência na vida à fadiga de um componente. O aumento da temperatura resulta na redução da sua vida útil [40], [42]. Para temperaturas de funcionamento superiores à temperatura ambiente, o coeficiente de correção de temperatura k_T é determinado por [40],

$$\begin{cases} k_T = 1, & \text{para } T < 450 \text{ } ^\circ\text{C} \\ k_T = 1 - 5,8 \times 10^{-3}(T - 450), & \text{para } 450 < T < 550 \text{ } ^\circ\text{C} \end{cases} \quad (8)$$

Para solicitações distintas das realizadas em ensaios normalizados, a tensão limite de fadiga deve ser corrigida do coeficiente k_c , o qual pode tomar os seguintes valores [40], [42],

$$\begin{cases} k_c = 1, & \text{para Flexão Rotativa} \\ k_c = 0,71, & \text{para Carregamento Axial} \\ k_c = 0,6, & \text{para Carregamento à torção} \end{cases} \quad (9)$$

As curvas S-N são obtidas para um grau de fiabilidade de 50 %, sendo que este corresponde a um coeficiente de correção $k'_f = 1$ [13]. Este coeficiente é determinado tendo em consideração os desvios médios dos ensaios à fadiga. Segundo *Shigley et al.* [38], o valor deste fator pode ser calculado pela seguinte expressão,

$$k'_f = 1 - 0,08 \times Z_f \quad (10)$$

em que Z_f é variável normalizada de fiabilidade. Na Tabela 2 são apresentados a variável normalizada e o coeficiente de fiabilidade em função do seu grau, o qual é definido de acordo com o grau de responsabilidade do projeto.

Tabela 2- Variável normalizada e coeficiente de fiabilidade em função do grau de fiabilidade [13]

Grau de fiabilidade (%)	Variável normalizada (Z_f)	Coeficiente de fiabilidade (k'_f)
50	0	1
90	1,645	0,897
95	1,960	0,868
99,9	3,291	0,753
99,99	3,891	0,702

2.2.2. Ciclos de tensão

A avaliação do comportamento à fadiga dos componentes é dependente do tipo de tensão gerada, podendo esta ser classificada em amplitude de tensão constante ou amplitude de tensão variável [13].

No ciclo de amplitude de tensão constante, a amplitude permanece constante no tempo, como no caso de um veio apoiado nas suas extremidades com movimento rotativo e uma carga constante aplicada a meio vão (ensaio de RR Moore). Em função do valor da tensão média e da tensão mínima, o ciclo pode ainda ser subdividido em alternado, repetido ou pulsante [38]. Em geral, o ciclo de tensão no tempo $\sigma(t)$ é descrito pela soma da tensão média (σ_m) com a amplitude da tensão alternada (σ_a), de acordo com a seguinte expressão [44],

$$\sigma(t) = \sigma_m + \sigma_a \sin(2\pi \cdot f \cdot t) \quad (11)$$

em que t é o tempo e f é a frequência da tensão gerada em Hertz (Hz), sendo esta determinada a partir da contagem do número de ciclos da solicitação num dado intervalo de tempo [13].

A subclassificação do ciclo de amplitude de tensão constante em alternado, repetido ou pulsante é habitualmente realizado a partir da razão R entre a tensão mínima e a tensão máxima [38],

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (12)$$

Para valores da razão de tensões de $R = -1$, o ciclo é classificado de alternado, para valores de $-1 < R \leq 0$, o ciclo é classificado de repetido e para valores $R > 0$, o ciclo é classificado de pulsante. Na Figura 19 são apresentados os três tipos de ciclos descritos anteriormente. O ciclo alternado apresenta uma tensão média nula, Figura 19 (a). O ciclo de tensão repetido caracteriza-se por apresentar uma tensão média positiva, mas com tensão mínima de compressão ou nula, Figura 19 (b). O ciclo pulsante possui uma tensão média de tração e superior à amplitude de tensão alternada, pelo que a tensão mínima é de tração, conforme se pode observar na Figura 19 (c).

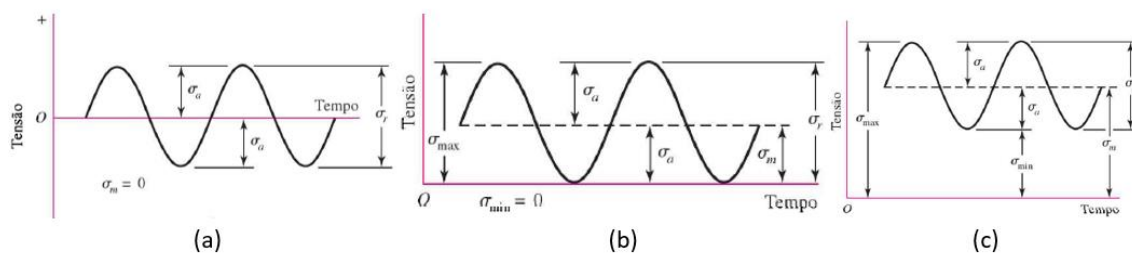


Figura 19- Relação entre tensão e tempo (adaptado de [38]). (a) Ciclo de tensão alternado, (b) Ciclo de tensão repetido (c) Ciclo de tensão pulsante

A tensão limite de fadiga (σ_f) é influenciada pelos valores da tensão média diferentes de zero, conforme se pode observar pelas curvas S-N representadas na Figura 20 [45]. Esta mostra que na condição de tensão média de compressão ou de tração há, respetivamente, uma redução ou um aumento da vida útil do componente, relativamente à condição de tensão média nula [29].

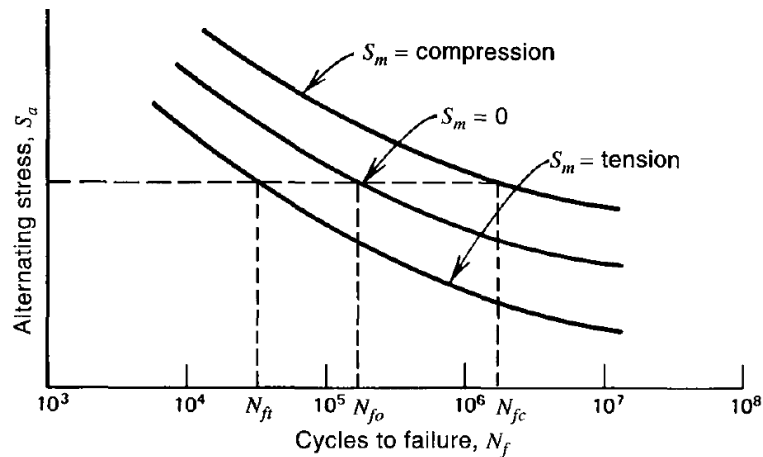


Figura 20- Efeito da tensão média na vida à fadiga do material [45]

No geral, os componentes apresentam uma tensão média diferente de zero, uma vez que estes estão sujeitos à combinação de esforços estáticos e dinâmicas [26]. Por outro lado, as curvas S-N são obtidas tipicamente para tensão média nula. Pelo que a tensão limite de fadiga deve ser corrigida em função da tensão média para prever corretamente o comportamento à fadiga destes componentes.

O primeiro critério de correção foi proposto por Gerber em 1870, seguiram-se-lhe o critério de Goodman em 1900 e o critério de Soderberg em 1930 [26]. Na Figura 21 representa-se a tensão limite de fadiga em função da média e da tensão alternada para os três critérios. Conforme se pode verificar, o critério de Soderberg é o mais conservador dos três critérios, uma vez que não admite deformações plásticas [26], [40]. A tensão limite de fadiga é determinada a partir da tensão média σ_m e da amplitude da tensão alternada σ_a .

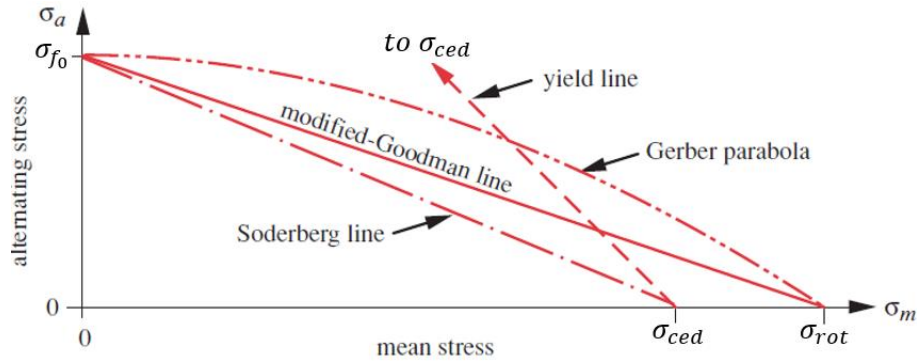


Figura 21- Linhas de Goodman, Gerber e Soderberg (adaptado de [40])

Os critérios de Gerber, Goodman e Soderberg também são descritos pelas Equações (13) (14) e (15), respetivamente. A tensão limite de fadiga σ_f é determinada pela Equação (4), a partir da aplicação dos coeficientes de correção à tensão limite σ_{f0} . Através da verificação das seguintes equações é garantido que o componente apresenta vida infinita à fadiga.

$$Critério_{Gerber} = \frac{\sigma_a}{\sigma_f} + \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_{rot}} \right)^2 \geq 1 \quad (13)$$

$$Critério_{Goodman} = \frac{\sigma_a}{\sigma_f} + \frac{\sigma_m}{\sigma_r} \geq 1 \quad (14)$$

$$Critério_{Soderberg} = \frac{\sigma_a}{\sigma_f} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{ced}} \geq 1 \quad (15)$$

A análise da tensão limite de fadiga também pode ser determinada pelo diagrama de Smith, o qual se apresenta na Figura 22. Este é constituído por duas retas com origem no ponto de coordenadas $(\sigma_{rot}; \sigma_{rot})$ e que passam pelos pontos $(\sigma_{f0}; 0)$ e $(-\sigma_{f0}; 0)$. Tipicamente, as duas retas definem as tensões limites, tensões mínimas e máximas, em função da tensão média do ciclo, para uma vida infinita dos componentes [29].

O ciclo de tensão (A) apresenta uma tensão máxima, média e mínima de tração, já o ciclo (B) possui uma tensão máxima e média de tração e uma tensão mínima de compressão. Por fim, no ciclo (C), a tensão máxima é de tração e as tensões média e mínima são de compressão. Este último ciclo permite que a amplitude de tensão alternada seja superior à dos ciclos (A) e (B).

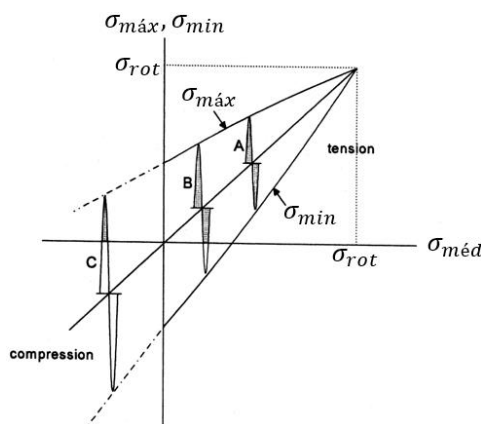


Figura 22- Diagrama de Smith (adaptado de [29])

O ciclo de amplitude de tensão variável caracteriza-se por apresentar tensões irregulares ao longo do tempo. Esta distribuição de tensões é tipicamente observada nas condições reais de funcionamento de qualquer componente, quando submetidos a carregamentos e descarregamentos variáveis com o tempo, são disto exemplo: a circulação de autocarros em zonas de pavimento irregular [3], as cargas dinâmicas em asa de avião e pontes sujeitas ao carregamento provocado pela circulação de veículos. Estes ciclos podem ainda ser sub-classificados em ciclos por blocos de amplitude constante ou de amplitude variável aleatórios, de acordo com a distribuição da amplitude de tensão no tempo. Na Figura 23 estão representados estes dois tipos de distribuição de tensão no tempo. Na Figura 23 (a), a amplitude é constante dentro de uma sequência de ciclos, podendo a informação ser agrupada pelos blocos S_1 , S_2 e S_3 . Pelo contrário, o ciclo aleatório representado pela Figura 23 (b), apresenta irregularidade na amplitude da tensão, não sendo possível prever a sua evolução ao longo do tempo [40].

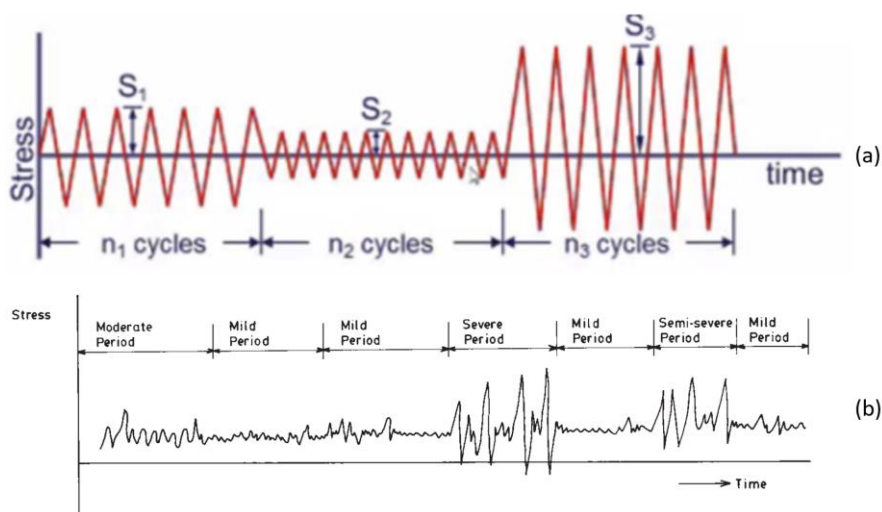


Figura 23- Ciclos de amplitude de tensão variável. (a) Ciclo por blocos de amplitude constante (adaptado de [46]). (b) Ciclo aleatório (adaptado de [40])

Os ciclos de tensão de amplitude variável por blocos, Figura 23 (a), são analisados por aplicação da lei de Miner.

Este critério permite verificar o dano acumulado para cada bloco S_i , calcular o respetivo número de ciclos n_i e relacioná-lo com o número total de ciclos N_i até à rutura. Na Figura 24 apresenta-se a análise do ciclo alternado de tensão por blocos e a correspondência do número total de ciclos (N_i) na curva S-N.

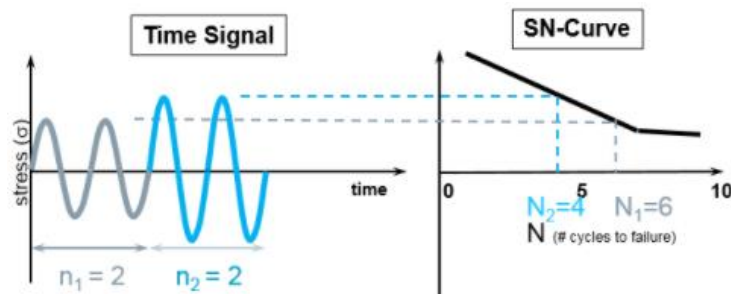


Figura 24- Identificação da vida útil para o ciclo alternado de tensão por blocos [47]

Tomando como exemplo os dois blocos n_i com dois ciclos cada, representados na Figura 24, são identificados os ciclos por bloco $n_1 = 2$ e $n_2 = 2$. Por análise da curva S-N e para a amplitude de tensão dos dois blocos, são identificados os respetivos números totais de ciclos até à rotura $N_1 = 6$ e $N_2 = 4$. A lei de Miner do dano acumulado traduz-se na sobreposição da razão entre o número de ciclos e o respetivo número total de ciclos até à rotura, conforme se transcreve a seguir,

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} = \frac{2}{6} + \frac{2}{4} = 0,83 \quad (16)$$

Como o valor é inferior a 1, verifica-se que não é atingida a rotura ($0,83 < 1$). A extensão deste exemplo aos casos reais é realizada através do agrupamento dos ciclos por intervalos de amplitude de tensão $\Delta\sigma$, sendo a informação apresentada na forma de histograma, conforme é ilustrado na Figura 25. Neste, o eixo das abcissas corresponde ao número de ciclos e o eixo das ordenadas aos intervalos da amplitude de tensão.

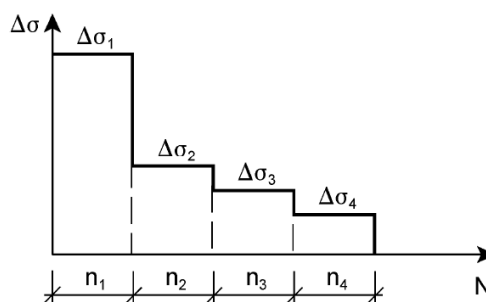


Figura 25- Representação da distribuição de ciclos por intervalo de amplitude de tensão, a partir da análise do ciclo de tensão por blocos [48]

Na Figura 26 apresenta-se a aplicação deste método a estruturas aeronáuticas, em que foram definidos oito intervalos para a amplitude de tensão [49].

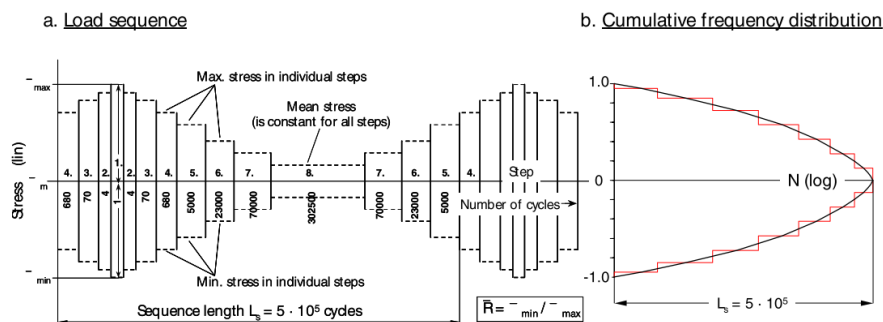


Figura 26- Programa de oito blocos [49]

O ciclo de amplitude de tensão variável do tipo aleatório, representado na Figura 23 (b), não apresenta uma relação bem definida entre a tensão e o número de ciclos, designa-se este processo de estocástico. Nestes casos, não é possível a aplicação direta da lei de Miner à semelhança do caso descrito anteriormente. Em alternativa, o estudo da fadiga é baseado na análise estatística de solicitações, podendo ser realizado no domínio do tempo ou no domínio da frequência. Na Figura 27 é apresentado um fluxograma com a descrição das principais etapas das duas abordagens.

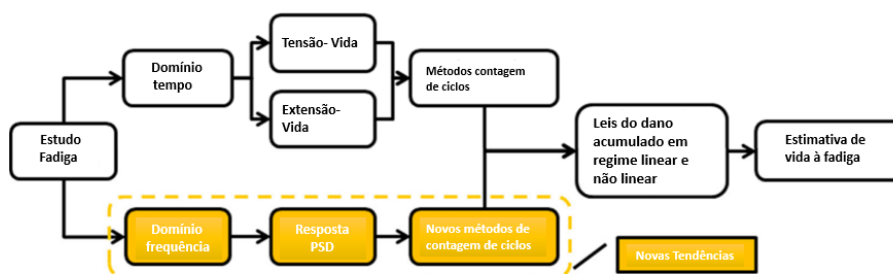


Figura 27- Metodologias para o estudo à fadiga baseadas na análise das solicitações no domínio do tempo e no domínio da frequência (adaptado de [50])

O estudo da fadiga baseado na análise das solicitações no domínio do tempo foi a primeira metodologia a ser utilizada e, por isso, é a mais disseminada. Esta baseia-se na medição experimental das extensões/tensões nos pontos críticos do componente para as condições de serviço. Devido à complexidade dos dados provenientes da instrumentação, aplicam-se metodologias numéricas normalizadas que permitem a determinação do número de ciclos n_i em função de um intervalo de tensões $\Delta\sigma$ [51]. A norma da ASTM E1049-85 define como métodos de contagem de ciclos a *peak counting*, *simple -range counting*, *range-pair counting* e *Rain-Flow counting*.

As solicitações dinâmicas quando geram frequências próximas das frequências naturais dos componentes, provocam instabilidade estrutural e geram elevadas deformações e tensões, com forte impacto na vida útil dos componentes [52]. No geral, as solicitações dinâmicas apresentam uma distribuição aleatória ao longo do tempo, as quais podem ser melhor caracterizadas através da representação no domínio das frequências. Habitualmente, o *Power Spectrum Density* (PSD) é a forma mais direta e concisa de descrever estas solicitações aleatórias [53], [54].

O estudo à fadiga a partir da análise da amplitude espectral da vibração medida em veículos aeroespaciais foi inicialmente proposto pela NASA® [27]. A condensação da solicitação aleatória na forma da densidade espectral permite simplificar estudos numéricos pelo Método dos Elementos Finitos (MEF) [27]. Pelo contrário, o estudo à fadiga a partir da análise das solicitações no domínio do tempo exige uma gama de medições experimentais muito extensa, para que estatisticamente os resultados tenham algum significado [53], [54]. *Anderson JB et al.* [55] verificou que a partir da descrição da solicitação na forma de PSD apenas necessitava de dois minutos para realizar o estudo à fadiga por simulação pelo MEF, sendo o tempo de simulação e esforço computacional substancialmente superior se a mesma solicitação fosse descrita do domínio do tempo.

Contudo a contagem do número de ciclos não é trivial quando a solicitação é expressa no domínio da frequência, sendo, neste caso, aplicado o método de contagem de ciclos desenvolvido por Dirlik [27], [56]. A descrição deste método será desenvolvida em detalhe nas secções seguintes.

2.2.3. Estudo à fadiga baseado na análise de solicitações no domínio do tempo

O método de Rainflow desenvolvido por Matsuishi e Endo surge com a necessidade de se determinar a vida útil de componentes quando estes são submetidos a carregamentos que geram tensões no tempo de amplitude variável. A aplicação de Rainflow permite identificar os ciclos de tensão ao longo do tempo e através deste contabiliza-se o respetivo número de ciclos [57]. O método tem como a analogia a queda de uma gota de água ao longo de um pagode japonês. Para melhorar a interpretação desta metodologia e por associação a um pagode é necessário construir um diagrama com representação das tensões no eixo das abcissas e o tempo no eixo das ordenadas, conforme se ilustra na Figura 28.

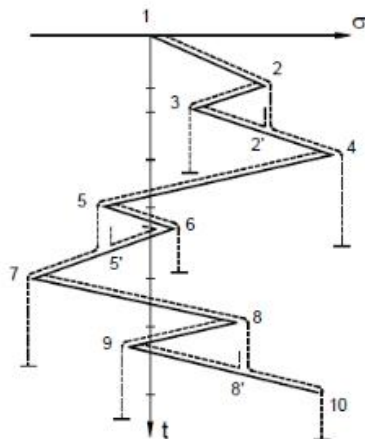


Figura 28- Método de Rain-Flow (adaptado de [51])

O ciclo de tensão é determinado tendo como analogia o movimento de uma gota de água que se inicia no pico ou no vale de maior valor absoluto, e cessa quando cai na vertical, privilegiando sempre os percursos mais longos das gotas [58]. Analisando o percurso com início em 5, verifica-se que este termina com a queda em 6, o qual corresponde a meio ciclo de carregamento, uma vez que o percurso imediatamente a seguir é mais longo, com início em 7. Pelo contrário, há continuidade no percurso da gota 1-2, uma vez que o percurso 1-2-2'-4 é mais longo que o percurso 3-4, sendo este último interrompido em 2'. Seguindo a mesma metodologia é definida a

continuidade da gota iniciada em 4 e 7, correspondendo aos percursos 4-5-5'-6 e 7-8-8'-10. A junção de dois percursos interrompidos de meio ciclo com a mesma amplitude (2-3 e 3-2', 5-6 e 6-5', 8-9 e 9-8') permite formar ciclos completos (2-3-2', 5-6-5' e 8-9-8').

A contagem do número de ciclos em função da gama de tensões geradas pela solicitação ao longo do tempo permite aplicar a lei de Miner na avaliação da vida útil do componente.

2.2.4. Estudo à fadiga baseado na análise de solicitações no domínio das frequências

O estudo à fadiga em solicitações no domínio das frequências é baseado na distribuição da densidade espectral (PSD) das solicitações [50], [54]. O seu cálculo requer a transformação da solicitação no domínio do tempo para domínio das frequências, recorrendo à transformada FFT. Na Figura 29 representa-se a evolução no tempo da aceleração medida experimentalmente e a correspondente distribuição da densidade espectral.

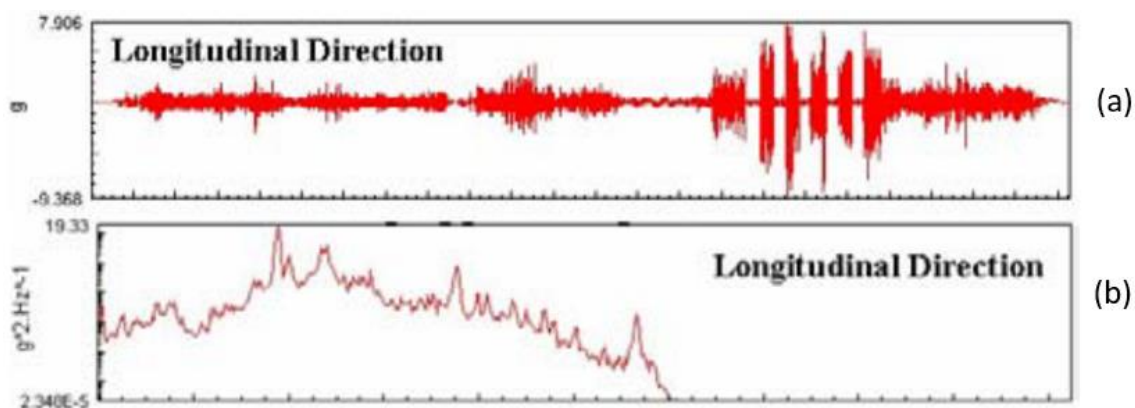


Figura 29- Representação do sinal em aceleração registado ao longo do tempo (a) e a correspondente distribuição do PSD (b) (adaptado de [54])

Neste caso, o estudo à fadiga requer determinação numérica da resposta do sistema para uma conhecida distribuição PSD da solicitação. Para esse efeito, é necessário realizar uma recolha experimental das solicitações a que está sujeita a estrutura e processá-las na forma de densidade espectral (PSD). Por outro lado, deve ser construído um modelo numérico, habitualmente recorrendo ao MEF, que seja representativo do modelo real. Este deve ser capaz de reproduzir para as diferentes frequências a relação entre a solicitação num ponto e a resposta noutro ponto da estrutura, sendo estas relações conhecidas como funções de resposta em frequência FRFs ou funções de transferência. A FRF $H(\omega)$ que relaciona a força da solicitação $F(\omega)$ com o deslocamento $X(\omega)$, podendo ser definida pela Equação (17) [55],

$$X(\omega) = H(\omega) \times F(\omega) \quad (17)$$

em que ω é a frequência angular.

As FRFs podem ser medidas experimentalmente ou obtidas de forma aproximada a partir de modelos numéricos, tendo por base a distribuição estrutural de massa, rigidez e amortecimento [55], [59]. Os modelos numéricos baseiam-se na aproximação dos sistemas contínuos em sistemas discretos com n graus de liberdade, sendo esta aproximação tanto maior quando maior for este número.

Na análise por elementos finitos, o comportamento dinâmico de uma estrutura é definido pelo equilíbrio da seguinte equação [52], [60],

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{f(t)\} \quad (18)$$

em que $[M]$ é a matriz de massa, $[C]$ é a matriz de amortecimento, $[K]$ é a matriz rigidez e $\{f(t)\}$ é o vetor das forças aplicadas, sendo $\{x(t)\}$ o vetor dos deslocamentos, $\{\dot{x}(t)\}$ o vetor das velocidades e $\{\ddot{x}(t)\}$ o vetor das acelerações. As matrizes possuem a dimensão $n \times n$ e os vetores $1 \times n$, em que n corresponde ao número de graus de liberdade do modelo numérico.

Para uma solicitação harmónica de frequência de excitação ω , o vetor da força aplicada pode ser expresso por,

$$\{f(t)\} = \{F(\omega)\}e^{i\omega t} \quad (19)$$

em que $\{F(\omega)\}$ corresponde ao vetor das amplitudes das forças aplicadas em cada grau de liberdade. A correspondente resposta persistente ou estacionária em deslocamento é dada pela equação,

$$\{x(t)\} = \{X(\omega)\}e^{i\omega t} \quad (20)$$

em que $\{X(\omega)\}$ representa o vetor das amplitudes em deslocamento para cada grau de liberdade.

Introduzindo o vetor dos deslocamentos e as suas derivadas no tempo e o vetor força na Equação (18) e realizando as operações matemáticas necessárias, obtém-se a expressão que define a FRF [59],

$$H(\omega) = [-[M] \times \omega^2 + [C] \times i \times \omega + [K]]^{-1} \quad (21)$$

Na Figura 30 é apresentado um fluxograma que mostra a metodologia para o estudo à fadiga por aplicação do MEF, conhecida a partir da distribuição do PSD da solicitação experimental. A função transferência ou FRF é definida pelo modelo numérico de elementos finitos. A introdução do PSD da solicitação neste modelo e a resolução do problema permite determinar a distribuição PSD das tensões. Através da sua análise são determinados o número de ciclos para cada gama de amplitude de tensão e estimada a vida útil da estrutura função da curva S-N do material.

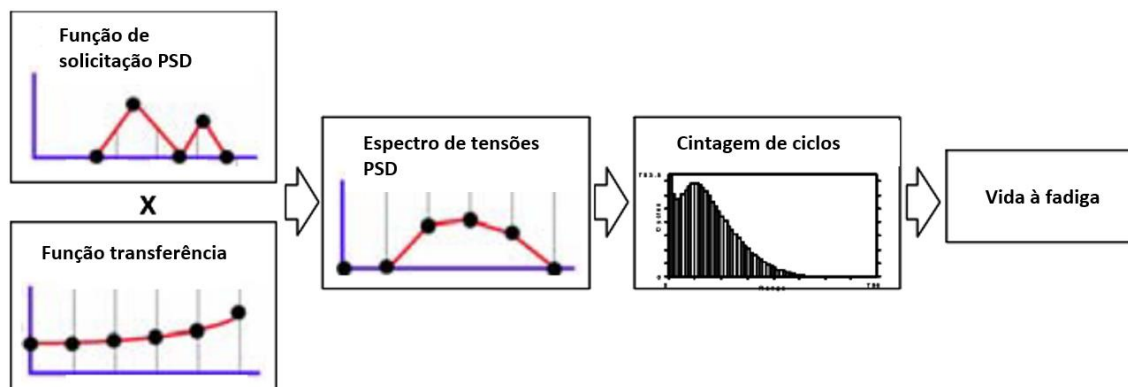


Figura 30- Avaliação da fadiga recorrendo à análise de frequências (adaptado de [54])

A partir do registo experimental da solicitação no tempo é determinada a distribuição da PSD. Para uma distribuição discreta de valores de solicitação f_n no tempo, a PSD $S(\omega)$ é calculada através de [61],

$$S(\omega) = \left| \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \sum_{n=-\infty}^{+\infty} f_n e^{i\omega n} \right|^2 = \frac{F(\omega) \times F^*(\omega)}{2\pi} \quad (22)$$

em que ω é a frequência angular, $F(\omega)$ e $F^*(\omega)$ são, respetivamente, o espetro da solicitação e o seu complexo conjugado, obtidos por aplicação da FFT à solicitação no tempo f_n .

Na Figura 31 apresenta-se a magnitude do PSD em função da frequência, a qual pode ser interpretada como a variância da resposta do sistema ou desvio padrão quadrado do sinal [27].

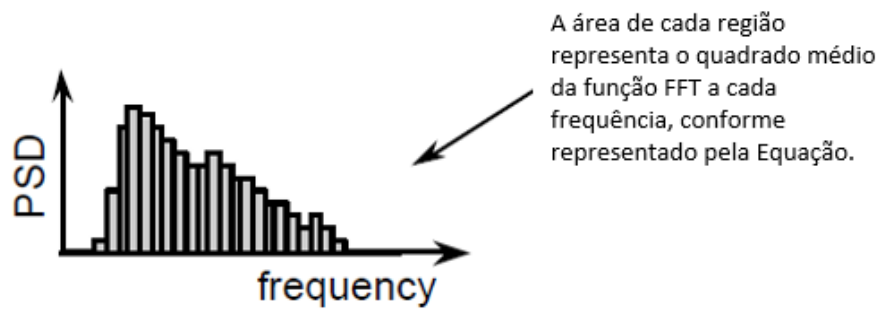


Figura 31- Representação da PSD em função da frequência (adaptado de [59])

O sinal no tempo pode ainda ser classificado como sendo de banda estreita (*narrow band*) no caso da função PSD ser constituída por apenas uma única frequência ou numa banda de pequenas frequências em comparação com a magnitude da frequência central. Por outro lado, quando o sinal é formado por componentes que se distribuem por várias frequências e cuja magnitude é da mesma ordem de grandeza da frequência central, este classifica-se como sendo de banda larga (*wide band* ou *broad band*).

No caso do sinal apresentar apenas duas componentes de frequência distintas, este é classificado de bi-modal, e no caso de três componentes de frequência designa-se de tri-modal [62].

Na Figura 32 são apresentados três exemplos correspondentes à classificação de sinal de banda curta, sinal de banda larga e sinal bi-modal.

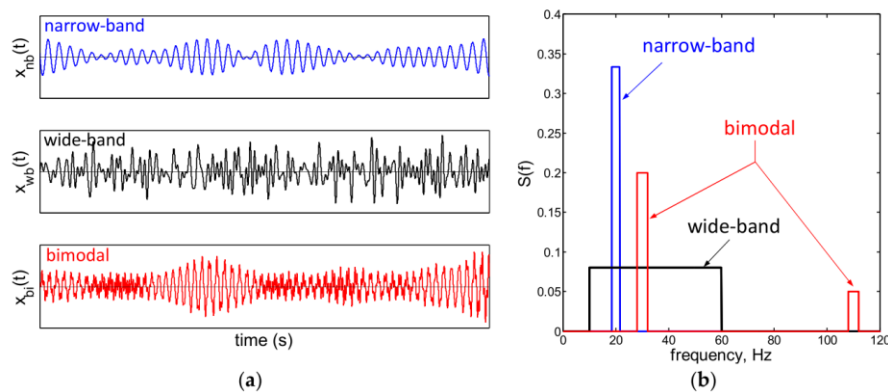


Figura 32- Representação dos sinais de banda estreita, banda larga e bi-modal em (a) no tempo e (b) distribuição de PSD [62]

A representação do PSD por bandas de frequência é somente qualitativa, desde que a sua amplitude não apresente fortes gradientes. A largura mínima destas bandas é função da resolução em frequência do sinal, o qual está relacionado com a sua taxa de aquisição. Conforme já foi indicado, um sinal aleatório é definido por propriedades estatísticas, a classificação do sinal pode ser feita através dos momentos espectrais m_n [58], [62],

$$m_n = \int_0^{\infty} \omega^n \cdot S(\omega) \cdot d\omega, n = 0, 1, 2, 3, 4 \dots \quad (23)$$

em $S(\omega)$ é a função PSD, ω é a frequência angular e n é a ordem dos momentos.

Veja-se a Figura 33 que representa a definição de momento espectral no domínio das frequências em que $S(\omega)$ representa a função PSD e ω_k corresponde à largura de banda da análise.

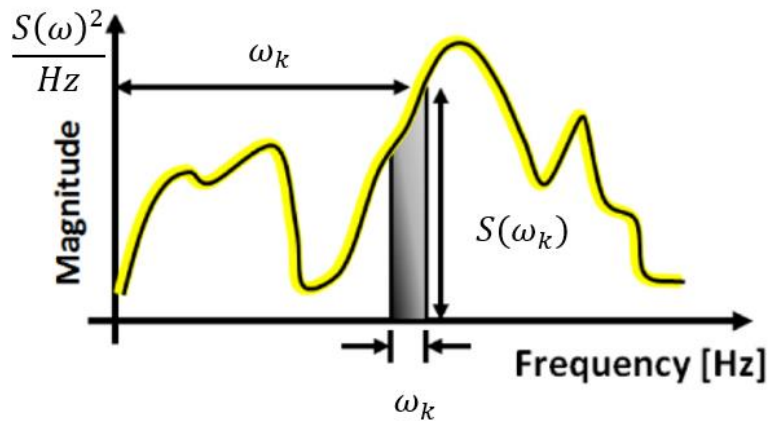


Figura 33- Representação do momento espectral (adaptado de [52])

À semelhança da análise à fadiga no domínio do tempo, é necessário o cálculo do número de ciclos a partir da distribuição PSD das tensões. O método mais utilizado para esta análise é o método de contagem de ciclos de Dirlik, o qual passou a ser amplamente utilizado depois de ser validado por Bishop em 1988 este [58], [62].

Devido à complexidade da aplicação do método de contagem de ciclos de Rain-flow, Dirlik utilizou o método de amostragem aleatória massiva (Método de Monte Carlo) para avaliação estatística de um sinal complexo [58]. Na sequência do estudo realizado por Dirlik foi proposta a seguinte equação para estimativa do dano em componentes,

$$D_{Dirlik} = \frac{E[P] \cdot T}{K} \cdot \int_0^{\infty} s_a^m \cdot p(S_a) ds_a \quad (24)$$

em que m é um parâmetro do material obtido pela curva S-N, T é o período da onda, $E[P]$ é o número de picos por segundo (ver Equação (26)) e $p(S_a)$ é a função de densidade probabilística PDF definida por [52], [58],

$$p(S_a) = \frac{1}{2 \cdot \sqrt{m_0}} \times \left[\frac{D_1}{Q} \cdot e^{-\frac{Z}{Q}} + \frac{D_2 \times Z}{R'^2} \cdot e^{-\frac{Z^2}{2R'^2}} + D_3 \cdot Z \cdot e^{-\frac{Z^2}{2}} \right] \quad (25)$$

A função PDF foi igualmente obtida por Dirlik durante a aplicação do método de Monte Carlo. Esta permite o cálculo da probabilidade de um determinado número de ciclos ocorrerem em função de um nível de tensão. Refira-se que esta requer a determinação prévia dos momentos espectrais até à quarta ordem, os quais são a seguir definidos,

$$\left\{ \begin{array}{l} E[P] = \sqrt{\left(\frac{m_4}{m_2}\right)} \\ D_1 = \frac{2 \cdot (x_m - \gamma^2)}{1 - \gamma^2} \\ \gamma = \sqrt{\left(\frac{m_2^2}{m_0 \times m_4}\right)} \\ D_2 = \frac{1 - \gamma - D_1 + D_1^2}{1 - R} \\ D_3 = 1 - D_1 - D_2 \\ Z = \frac{1}{2 \cdot \sqrt{m_0}} \\ x_m = \frac{m_1}{m_0} \cdot \sqrt{\frac{m_2}{m_4}} \\ R' = \frac{\gamma - x_m - D_1^2}{1 - \gamma - D_1 - D_1^2} \\ Q = \frac{1,25 \cdot (\gamma - D_3 - D_2 \cdot R')}{D_1} \end{array} \right. \quad (26)$$

onde Z é a variável normalizada, R' e Q são fatores de correção e x_m é a frequência média normalizada.

É de referir que o valor do momento de ordem zero m_0 , corresponde ao valor da raiz quadrada média ou valor eficaz (RMS) do sinal ou à variância do sinal aleatório no domínio do tempo [59], [62].

$$\sigma = \sqrt{m_0} \quad \text{ou} \quad m_0 = \text{Var}(f(s)) \quad (27)$$

Para a Equação (25) é necessário definir o parâmetro de integração, designado por *stress cut-off*, sendo que este representa a faixa de tensão máxima da medição experimental. Este limite deve ser de 3 vezes o valor RMS para a amplitude e 6 vezes o valor RMS para a faixa de valores [59].

Uma versão simplificada da Equação (24) foi proposta por Dirlik para o cálculo aproximado do dano nos componentes [62],

$$D_{Dirlik} = \frac{E[P].T}{K} \cdot (\sqrt{m_0})^b \left[D_1 \cdot Q^b \cdot \Gamma(1+b) + (\sqrt{2})^2 \cdot \Gamma\left(1 + \frac{b}{2}\right) \cdot (D_2 |R'|^b + D_3) \right] \quad (28)$$

em que T representa o tempo de ensaio, k e b as constantes de fadiga e o operador $\Gamma(\quad)$ a função gama. Os restantes parâmetros são determinados recorrendo às equações apresentadas em (26).

Por fim, a partir do cálculo do dano é possível estimar a vida útil do componente, a qual é dada pela seguinte equação [58],

$$Vida\ útil = \frac{1}{D_{Dirlik}} \quad (29)$$

2.3. Estudo à fadiga em juntas soldadas

Na análise à fadiga de estruturas soldadas é requerido especial atenção nas uniões, por estas apresentarem uma maior probabilidade de falha. O processo de ligação por soldadura gera estados de tensão nas zonas termicamente afetadas (ZTA) e defeitos nos cordões de soldadura, os quais conduzem à redução da vida útil da estrutura [63]–[65].

Na Figura 34 compara-se a resistência à fadiga do material de base com a resistência à fadiga do mesmo material soldado. Esta mostra que ocorre uma diminuição da vida à fadiga devido à adição do cordão de soldadura e à presença de defeitos [65].

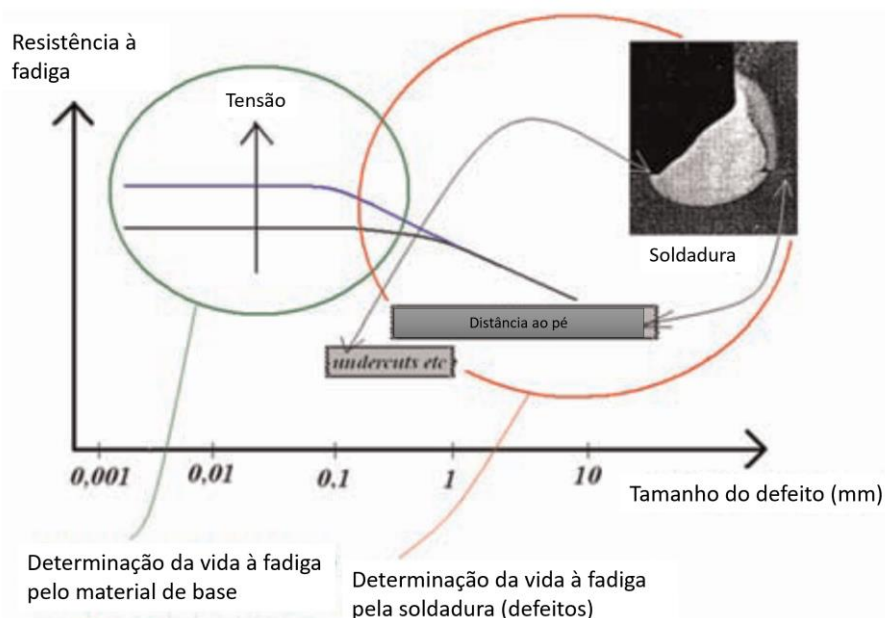


Figura 34- Resistência à fadiga do material de base versus material soldado e a influência da dimensão do defeito (adaptado de [65])

A necessidade de prever a vida à fadiga de estruturas soldadas requereu o desenvolvimento de ferramentas numéricas. No entanto, a complexidade dos esforços atuantes, os quais são função das diferentes combinações de carregamento, tornam a determinação da vida útil destas ligações difícil de prever.

O desenvolvimento do estudo à fadiga de juntas soldadas iniciou-se com a introdução do método *Hot Spot Stress*. Este contabiliza os efeitos da estrutura sob o cordão, mas despreza o estado de tensão residual introduzido pelas ZTA [66]. A modelação pelo método dos elementos finitos da ligação soldada permite determinar a tensão nominal gerada na ligação, mas o método mostra-se muito sensível ao grau de refinamento da malha, pelo que a previsão da vida útil da ligação é fortemente dependente deste parâmetro [67].

Um novo método de previsão à fadiga de ligações soldadas foi proposto por *Dong et al.* [63], [64]. Ao contrário do método *Hot Spot Stress*, a previsão da vida útil da ligação é insensível à dimensão da malha de elementos finitos. O método é habitualmente aplicado em modelos de elementos do tipo cascas ou placas, cujo equilíbrio é imposto a todas as posições nodais e elementos. Este utiliza as forças e momentos nodais, representados por $E1$, $E2$ e $E3$ na Figura 35, para o cálculo das tensões instaladas na área de soldadura, garantindo que a determinação da vida útil é independente da concentração de tensões provocado pelas descontinuidades geométricas geradas pelo pé da soldadura [27], [63], [64].

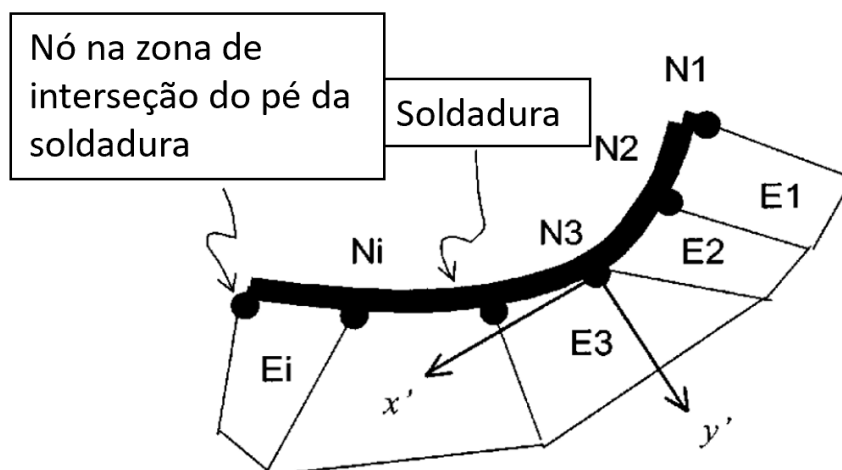


Figura 35- Variáveis em modelo do tipo cascas para cálculo das forças nodais para aplicação do método de Dong (adaptado de [64])

Posteriormente, este método foi aperfeiçoado através de um novo estudo realizado entre o construtor automóvel Volvo® e a Ansys nCode®, dando origem ao método designado de *Seam Shell Weld*.

O método divide os esforços de membrana dos esforços de flexão, ver Figura 36, sendo a tensão no cordão de soldadura σ_s obtido pela sobreposição das duas tensões, membrana $\sigma_{memb.}$ e flexão $\sigma_{flexão}$, [68], [69],

$$\sigma_s = \sigma_{memb.} + \sigma_{flexão} = \left(\frac{f_x}{2}\right) + \left(\frac{(6 \times m_y)}{t^2}\right) \quad (30)$$

em que f_x é a força axial no elemento e m_y o momento em torno do pé da soldadura função da espessura t do perfil.

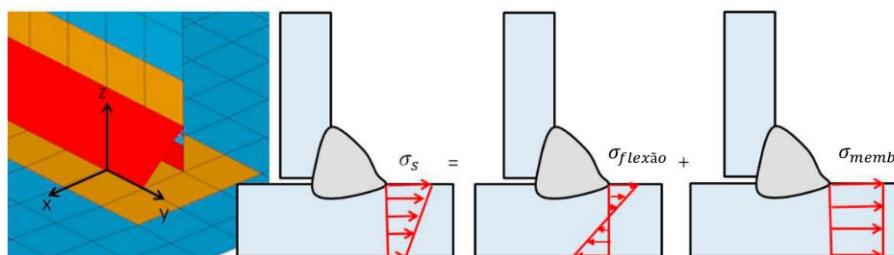


Figura 36- Distribuição dos esforços de membrana e flexão num cordão de soldadura (adaptado de [69])

O cálculo da vida útil é estimado a partir da curva S-N representada a azul na Figura 37, a qual resulta da interpolação das duas curvas S-N referentes aos dois estados de tensão. Para maior detalhe relativamente a este método deve consultar-se as referências [63], [64], [68].

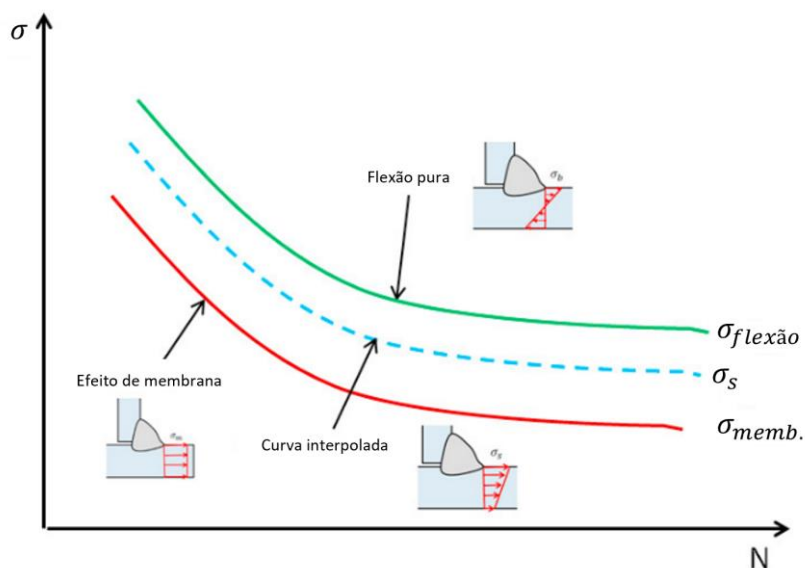


Figura 37- Interpolação da curva S-N (adaptado de [69])

2.4. Estudo à fadiga em veículos- casos de estudo

A análise à fadiga é uma das maiores preocupações dos construtores de automóveis. O grau de complexidade do estudo à fadiga está diretamente relacionado com o nível de detalhe desse estudo. Este pode ser focado num determinado elemento estrutural ou pode envolver toda a estrutura do veículo [70]. A escolha vai depender dos objetivos do estudo e da viabilidade da sua execução. A metodologia aplicada ao estudo poderá envolver só ensaios experimentais, a

combinação de ensaios experimentais e simulação numérica (numérico-experimental) ou só simulações numéricas.

Na Figura 38 apresenta-se um fluxograma que descreve as principais etapas da metodologia numérico-experimental definida pela Sociedade dos Engenheiros Automóvel SAE [70].

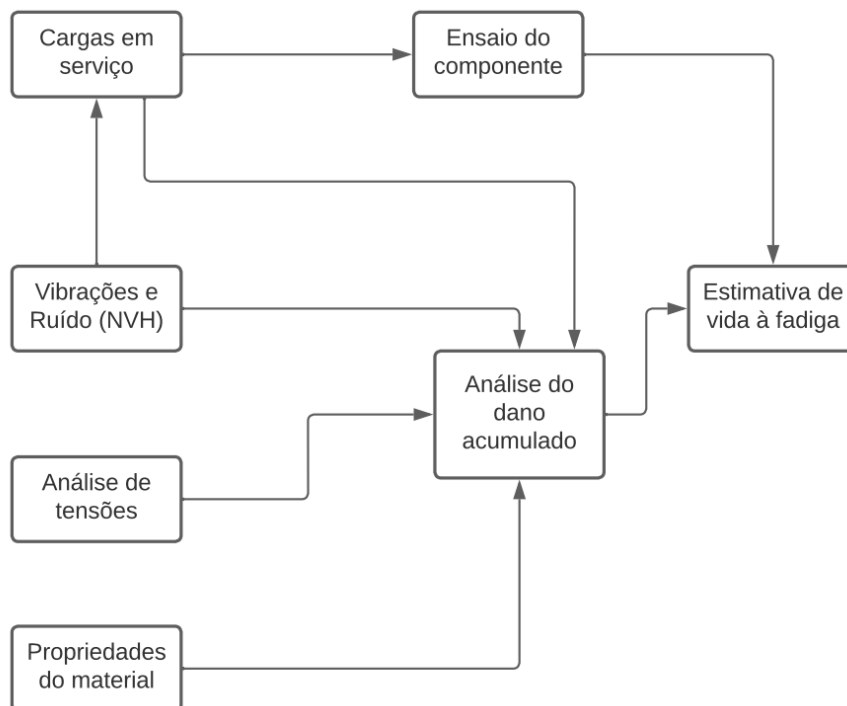


Figura 38- Fluxograma das principais etapas da metodologia numérico-experimental para o estudo à fadiga de componentes (adaptado de [70])

A Figura 38 mostra que o estudo à fadiga pela metodologia numérico-experimental envolve seis principais etapas, designadamente: a análise das propriedades à fadiga do material, a determinação das cargas de serviço e a seleção dos eventos de estudo (percursos, manobras), o estudo das cargas aplicadas ao veículo (tensões, extensões, deformações ou vibrações), o processamento e análise das tensões à qual o veículo está sujeito, e, finalmente, a aplicação de equações que permitem verificar a vida à fadiga do componente (como é o exemplo da lei de Miner) [70]. Em seguida será descrita cada uma destas etapas, tendo como base os trabalhos científicos mais recentes.

A determinação da vida útil da estrutura do veículo inicia-se, tipicamente, por realizar uma análise numérica pelo MEF, com objetivo de determinar os elementos estruturais mais solicitados, para, num passo seguinte, aplicar a metodologia descrita no fluxograma da Figura 38. Este foi o caminho seguido por *Kepka et. al* no seu estudo relativamente à vida útil da estrutura de um autocarro [3].

Habitualmente, são os pontos de ligação que apresentam estados de tensão mais elevados e os quais irão condicionar a vida útil da estrutura do autocarro [70].

A definição da vida útil das estruturas requer conhecer as propriedades à fadiga do material [70]. Na fase de anteprojecto é usual realizar aproximações às curvas S-N conhecidas de materiais próximos ou semelhantes ao usado na construção da estrutura, recorrendo aos coeficientes de correção, quando assim for necessário. No entanto, será sempre obrigatório numa fase mais avançada do projecto realizar ensaios à fadiga aos elementos utilizados na construção da estrutura [71].

Uma vez que a determinação das curvas S-N consome elevado tempo e recursos, restringe-se os ensaios laboratoriais aos elementos mais críticos, conforme ilustrado no fluxograma apresentado na Figura 38. Na Figura 39 apresenta-se uma imagem do ensaio à fadiga de um componente do autocarro [12], [71]. O conhecimento adquirido através destes ensaios laboratoriais permite agilizar o estudo à fadiga de novos modelos, sempre que seja usado o mesmo tipo de estrutura ou componente [3]. No estudo realizado por *Klimané et al.* [72] é sugerido a aplicação de fatores e equações para corrigir a curva S-N normalizada, definida pela British Standard BS 7608.



Figura 39- Imagem do ensaio à fadiga de elemento de ligação estrutural [8]

A determinação das cargas de serviço é outra das principais etapas na avaliação à fadiga da estrutura de um veículo. Estas podem ser determinadas através de ensaios de estrada ou através de ensaios laboratoriais. No caso dos ensaios de estrada, são recolhidas as solicitações geradas pela circulação dos veículos em diferentes pavimentos e pela realização de manobras típicas. A seleção do percurso, pode incluir pavimentos padrão ou pavimentos degradados. No entanto, o mais usual é a recolha das solicitações ser realizada ao longo de um percurso típico de circulação do veículo. Por outro lado, deve incluir-se manobras típicas realizadas pelos veículos, como vencer obstáculos paralelos e alternados, curvar com e sem travagem, realização de curva e contracurva e aceleração.

Estes ensaios deverão repetidos para garantir boa qualidade das medições e a reprodução das solicitações. Na análise dos trabalhos realizados por diferentes autores verificou-se que a distância a percorrer difere, *Klima net al.* [72] realizou os ensaios ao longo de 19,2 km num percurso típico de circulação do autocarro. Nos estudos realizados por *Dewa et al.* [71], os autocarros da SKODA® realizam um percurso característico de 13,3 km em estradas da República Checa (Stalka- Myslinska-Kolodeje) com uma velocidade média de 65 km/h e *Kepka et al.* [12] realizou ensaios em autocarros para percursos com 40 km.

Os ensaios também podem ser realizados numa pista de ensaios à fadiga, com irregularidades e obstáculos padronizados. As irregularidades deste pavimento são definidas pela norma ISO 8608. No estudo realizado por *Kepka* [3], [71], verificou que 100.000 km de circulação do veículo neste tipo de pistas corresponde a 1.000.000 km em circulação. Os autocarros da ISUZU® são habitualmente ensaiados na pista do IDIADA® em Barcelona [9] e os autocarros da SKODA® na pista da TATRA Trucks® [3], [12]. Os ensaios dos autocarros são realizados para diferentes condições de carga, vazio e carga máxima, sendo que a carga máxima corresponde à lotação máxima de passageiros. Esta é habitualmente simulada através da colocação de massas nos assentos do autocarro.

Na Figura 40 é apresentado o piso do percurso realizado e o pormenor da instalação da massa nos assentos, para simular passageiros.



Figura 40- Ensaio à fadiga de estrutura de autocarro [12]. (a) Pista ensaio acelerado à fadiga TATRA Trucks®
(b) Simulação do peso dos passageiros no veículo

O estudo à fadiga de estruturas de autocarros realizado por *Kepka et al.* [3], envolveu lombas com 500 mm de largura e 60 mm de altura. As lombas estão afastadas de 20 metros e colocadas alinhadas e desalinhadas, conforme se pode observar na Figura 41, para gerar diferentes tipos de solicitação sobre a estrutura, respetivamente, do tipo de flexão e torção. Estas manobras foram realizadas a 40 km/h.

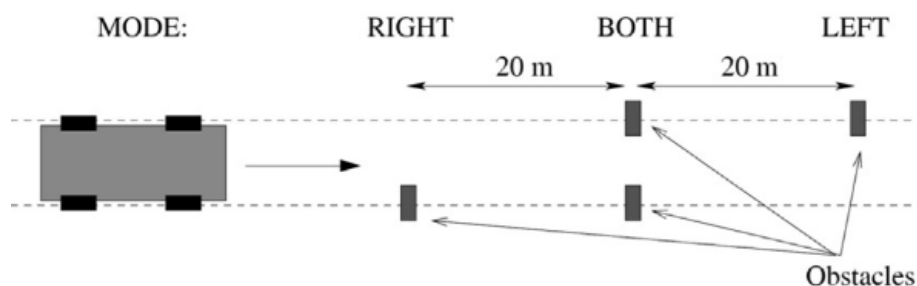


Figura 41- Diagrama com a localização dos obstáculos, usados no estudo à fadiga da estrutura do autocarro [3]

O estudo de *Yay et al.* [9] envolveu a realização de ensaios à fadiga da estrutura do autocarro da ISUZU® em pista e em laboratório. Nos ensaios laboratoriais foram usados o registo de solicitações obtidas no ensaio em pista, os quais foram aplicados à estrutura através de atuadores hidráulicos. O estudo permitiu verificar que os resultados obtidos nos ensaios laboratoriais são semelhantes aos obtidos nos ensaios em pista, concluindo que os ensaios laboratoriais são viáveis para o estudo à fadiga, mas economicamente mais rentáveis.

O procedimento habitual usado para o estudo à fadiga é apresentado na Figura 42. Nos ensaios de estrada são registadas acelerações produzidas sobre a estrutura e as tensões nos pontos mais críticos, através do uso de extensómetros.

Os dados recolhidos devem ser filtrados para remover as componentes do ruído do sinal e as tensões de baixa amplitude ($\sigma < 2 \text{ MPa}$) [71], [73]. Em seguida, é aplicado o método de Rain-flow para análise das tensões ao longo do tempo e respetiva contagem do número de ciclos.

Por fim é analisado o dano acumulado na estrutura do autocarro através da lei de Miner e estimada a vida à fadiga dos componentes mais críticos [71], [73]–[75].

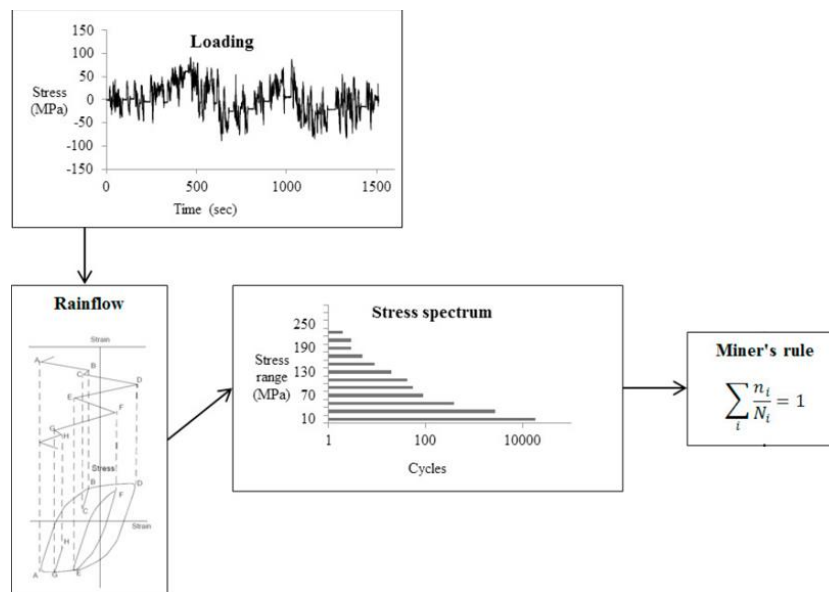


Figura 42- Fluxograma processamento do sinal e verificação do dano na estrutura (adaptado de [74])

Alternativamente ao procedimento anteriormente descrito, *Dewa et al.* [73] sugere a utilização da PDF das tensões medidas, a qual apresenta a distribuição normal (Gaussiana), conforme se pode observar na Figura 43. A sua análise permite identificar o número de ciclos para os diferentes intervalos de tensão. Neste caso, verifica-se que as tensões no intervalo de 10 MPa e 100 MPa são as que apresentam maior contribuição, pelo que devem ser consideradas na avaliação da vida útil da estrutura. Por outro lado, a contribuição das tensões abaixo de 10 MPa e acima de 100 MPa é reduzida, pelo que podem ser desprezadas da análise à fadiga.

No estudo realizado por *Steinberg et al.* [76] foi analisada a influência dos níveis de probabilidade da distribuição de tensões no estudo à fadiga, conclui que a contribuição de componentes superiores à probabilidade de 99,7%, isto é os restantes 0,27%, não tem significado para o cálculo da vida útil dos componentes.

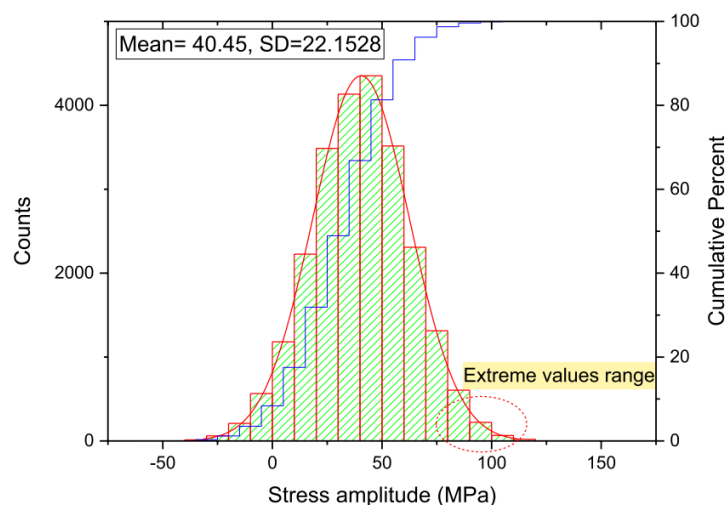


Figura 43- Função PDF das tensões em função do número de ciclos e do dano acumulado [73]

O estudo à fadiga da estrutura também pode ser realizado a partir da análise espectral da solicitação, sendo o respetivo procedimento descrito na Figura 44 [55]. Este envolve a recolha da aceleração produzida pelo ensaio de estrada, a determinação da PSD de aceleração e o cálculo do correspondente PSD das tensões, através da análise por MEF. Neste caso, a vida útil da estrutura é avaliada pela aplicação do método de Dirlik, o qual envolve a determinação de vários parâmetros o que torna o procedimento mais complexo [50], [52]–[55]. No entanto, há programas comerciais que permitem a análise automática da vida à fadiga, nCode® é um desses programas [52].

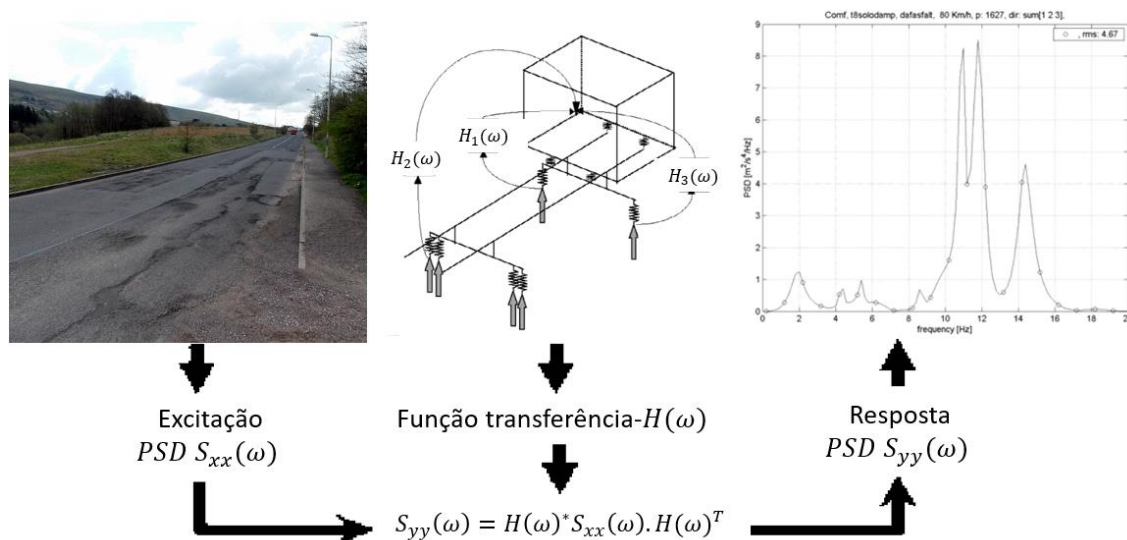


Figura 44- Fluxograma da análise da resposta do chassi de um camião a uma excitação (adaptado de [55])

Halfpenny *et al.* [53] aplicou o mesmo procedimento para avaliar a vida útil de um suporte de escape de um veículo, sendo as medições realizadas a partir de ensaios laboratoriais. Um excitador eletromagnético (*shaker*) foi usado para excitar a estrutura de suporte, sendo analisado o seu comportamento à fadiga.

Zeng *et al* [76] analisou a vida útil de um elemento estrutural do tipo viga através da aplicação dos métodos de Steiberg, Dirlik e Lalanne. Concluiu que os métodos de Steiberg e Lalanne são os mais conservativos e que o primeiro modo natural de vibração tem maior influência no cálculo da vida útil à fadiga.

A utilização de ferramentas computacionais, baseados no MultiBody Dynamics (MBD), permite simular o comportamento da estrutura perante diferentes irregularidades do pavimento, na transposição de obstáculos ou na realização de manobras típicas, reduzindo, assim, o tempo e custos habitualmente associados a ensaios em pista e/ou em laboratório. Este permite determinar as forças geradas sobre a estrutura e o espectro PSD, os quais podem ser utilizadas para estimar a sua vida útil à fadiga.

Na Figura 45 apresenta-se uma imagem de um modelo desenvolvido em MBD para se estudar as forças transmitidas pela suspensão à estrutura do autocarro, durante a transposição alternada dos obstáculos.

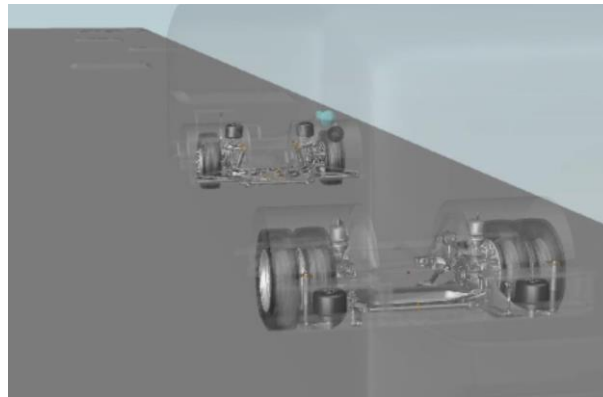


Figura 45- Software MBD com simulação de irregularidades no pavimento

Kumar et al. [77] optou por realizar medições das acelerações no centro das roda de um autocarro ao longo de quatro percursos. Estas foram posteriormente introduzidas no modelo numérico de MBD para determinar as forças geradas sobre a estrutura.

3. CONSTRUÇÃO E VALIDAÇÃO DO MODELO NUMÉRICO

O presente capítulo é iniciado com uma breve descrição do autocarro que será objeto de estudo à fadiga. Seguidamente é descrita a construção e validação do modelo numérico, sendo este último realizado através da comparação de frequências naturais de vibração numéricas e experimentais.

3.1. Apresentação do modelo de autocarro em estudo

O modelo selecionado para este estudo é um miniautocarro IVECO de estrutura desenvolvida em construção soldada. Na Figura 46 são visíveis a carroçaria e os elementos de revestimento. O veículo destina-se ao transporte urbano de passageiros, possui um sistema propulsor a diesel, uma autonomia de cerca de 700 km e uma velocidade máxima de 80 km/h.



Figura 46- Veículo utilizado para o ensaio

A capacidade máxima deste veículo é limitada pela carga máxima por cada eixo e corresponde à lotação máxima de 34 passageiros mais motorista, dos quais vinte e quatro são sentados e nove em pé, existe ainda um lugar destinado a passageiro com mobilidade reduzida. Na Figura 47 apresenta-se a distribuição de lugares sentados e o lugar do passageiro com mobilidade reduzida.

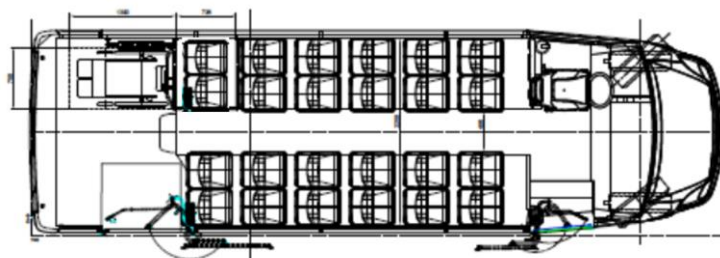


Figura 47- Layout de passageiro do veículo em estudo

A carroçaria do veículo é integralmente fabricada em liga de aço S355 J2H, sendo o seu projeto definido de acordo com o Eurocódigo 3, parte 1-8 [78]. Para a ligação dos diferentes elementos é usada construção soldada MIG-MAG, cujo material de adição é o G42 3 M G3Si1, definido pela norma EN ISO 14341. As soldaduras são posteriormente submetidas à inspeção visual e à análise

por líquidos penetrantes para avaliar a sua qualidade e integridade, respetivamente. No final a estrutura é sujeita a um tratamento anticorrosivo, através de pintura em estufa, o qual permite revestir o interior e exterior dos elementos estruturais, oferecendo uma proteção anticorrosiva mínima de 15 anos.

3.2. Desenvolvimento e validação do modelo numérico

A construção do modelo numérico em elementos finitos no programa Ansys®, partiu da modelação geométrica tridimensional do miniautocarro em SolidWorks®, cuja imagem é apresentada na Figura 48. A superestrutura deste veículo foi selecionada para o estudo à fadiga pelo facto da sua conceção, fabrico e garantia ser da responsabilidade integral da CaetanoBus®.



Figura 48- Modelo tridimensional do autocarro

Seguiu-se a preparação da geometria no programa SpaceClaim do Ansys®, para posteriormente ser construído o modelo numérico. Com o objetivo de reduzir o esforço computacional, foram substituídos todos os componentes por elementos de massa concentrada de valor equivalente. Foi igualmente simplificada a geometria do modelo, através da eliminação de intrusões geométricas e da conversão de chapas e perfis tubulares em elementos bidimensionais de casca, ver Figura 49. Este permitiu reduzir o número de elementos finitos usados na discretização do modelo e, simultaneamente, produzir malhas de dimensão mais uniforme.

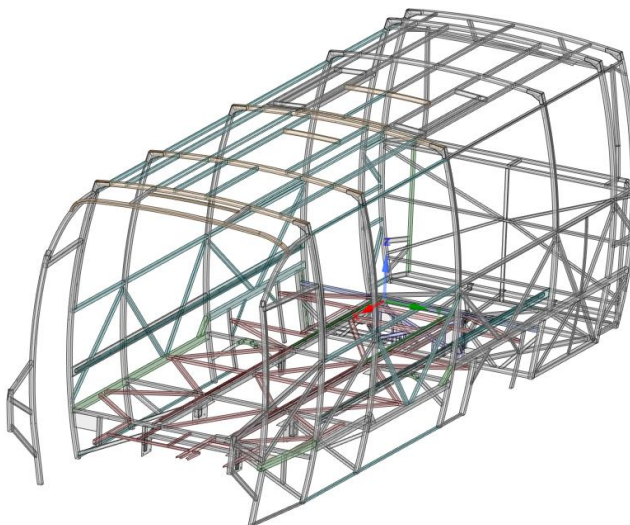


Figura 49- Modelo numérico da superestrutura do autocarro

Para obter um modelo numérico mais completo, foi adicionado o chassi à superestrutura, sendo que as massas suspensas e não suspensas foram substituídas por massas remotas equivalentes, para a sua representação foram utilizados elementos do tipo MASS21, elemento com 6 graus de liberdade, caracterizado pela sua massa e inércia [79]. À semelhança das modificações introduzidas na superestrutura, no chassi foram eliminadas as intrusões geométricas e simplificada a geometria da suspensão e dos elementos de reforço do chassi. A união entre o chassi e a superestrutura é realizada por ligações aparafusadas, as quais foram representados no modelo numérico por elementos padrão designados por *beam 188 (joint)* [80], [81].

Todos os cordões de soldadura foram modelados através de uma sobre-espessura nas regiões de ligação, os quais permitem representar mais fidedignamente este tipo de ligações, ao contrário das ligações por contacto, habitualmente utilizadas no passado [82].

Na Figura 50 apresenta-se uma imagem do modelo numérico completo, com a superestrutura mais chassi. Nesta são visíveis detalhes da ligação soldada com refinamento da malha de elementos finitos, os pontos de massa remota, os quais, são representados na forma de esferas.

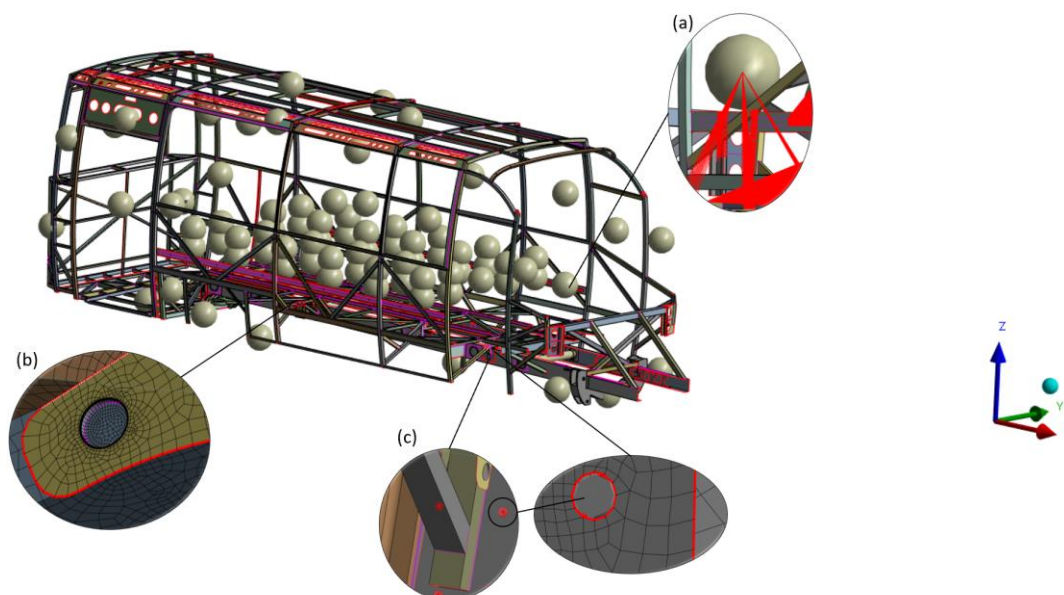


Figura 50- Modelo de elementos finitos da superestrutura mais carroçaria com: (a) pormenor de uma massa remota; (b) pormenor da ligação soldada e (c) de uma ligação aparafusada

O modelo numérico foi discretizado utilizando elementos de casca *Shell 181* [79], em que se optou por utilizar funções de forma de primeira ordem para reduzir o esforço computacional devido à elevada dimensão do modelo.

O grau de refinamento da malha no modelo numérico foi selecionado com base num estudo do erro das primeiras frequências naturais de vibração para a condição livre-livre. Este envolveu a determinação das frequências naturais de vibração para níveis crescentes de refinamento, os quais são definidos em função da dimensão média dos elementos e do número de elementos utilizados na discretização do modelo, sendo os seus valores apresentados na Tabela 3.

Tabela 3- Relação entre número de elementos finitos e dimensão

Dimensão dos elementos (mm)	Número de elementos
25	7.12E+05
23	7.2E+05
18	7.52E+05
15	7.99E+05
12	8.77E+05
10	9.97E+05

O erro relativo das frequências calculadas para os diferentes graus de refinamento foi determinado tendo como referência as frequências naturais obtidas para máxima discretização do modelo analisado, sendo este erro calculado através da Equação (31).

$$Erro (\%) = \left| \frac{Freq.Referência - Freq.Calculada}{Freq.Referência} \right| \quad (31)$$

O erro das primeiras dez frequências naturais de vibração função do número de elementos é apresentado na Figura 51. Esta mostra que existe uma redução progressiva do erro com o grau de discretização do modelo. Para o grau de discretização imediatamente anterior ao valor de referência com $8,77 \times 10^5$ elementos e onde se observou um pequeno erro, inferior a 0,5%, permitindo afirmar que a malha utilizada na discretização do modelo é adequada para a realização da simulação numérica.

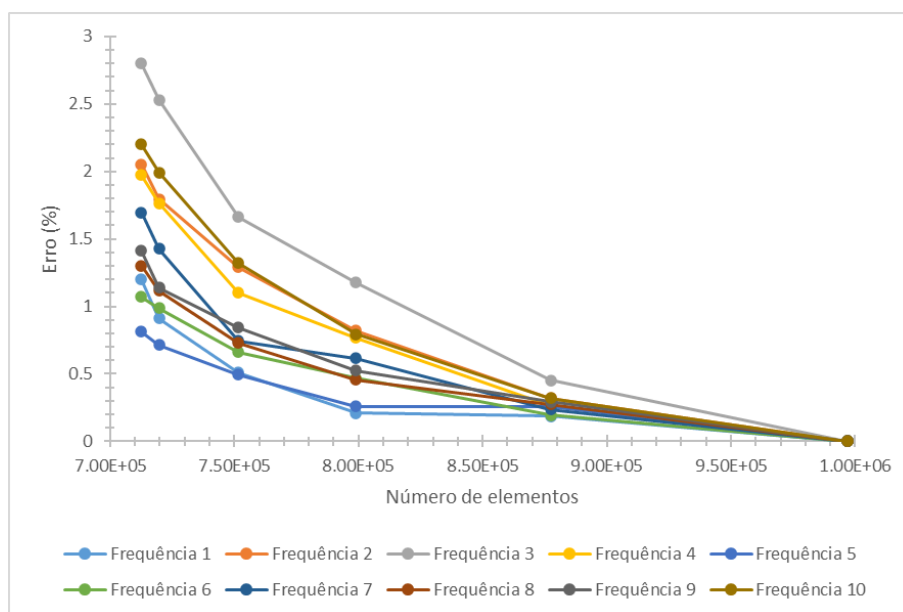


Figura 51-Erro no cálculo das frequências naturais da superestrutura função do número de elementos utilizadas na discretização

A validação do modelo numérico para a dimensão média do elemento finito de 10 mm foi realizada a partir da comparação das suas frequências naturais com as obtidas experimentalmente impondo as mesmas condições fronteira à estrutura (modelo livre-livre), ver Figura 52. Para a aplicação dos acelerómetros optou-se pela instalação dos mesmos em pontos não nodais da estrutura. A avaliação destes pontos foi feita através de uma análise modal preliminar via MEF.

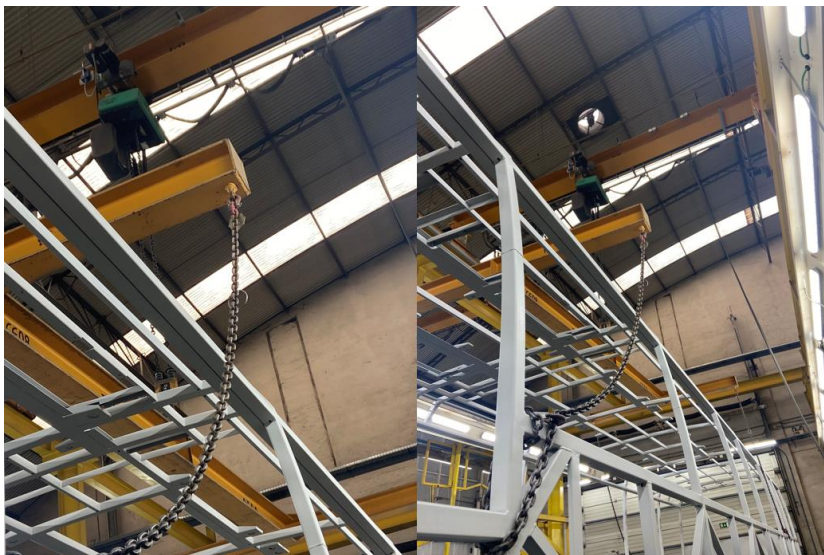


Figura 52- Superestrutura suspensa

As frequências naturais experimentais foram identificadas a partir da análise das funções de resposta em frequência (FRFs) medidas em diferentes pontos da estrutura. Para tal, foi necessário excitar a estrutura através de um martelo de impacto PCB 086C01 e medir a sua resposta em aceleração através do acelerómetro PCB modelo 356A17. Este último foi selecionado devido à sua elevada sensibilidade, cerca de 500 mV/g, baixo ruído às baixas frequências, ($6 \mu\text{g}/\sqrt{\text{Hz}}$ @10 Hz), e elevada gama dinâmica, de 0,5 Hz a 3 kHz com um desvio de $\pm 5\%$.

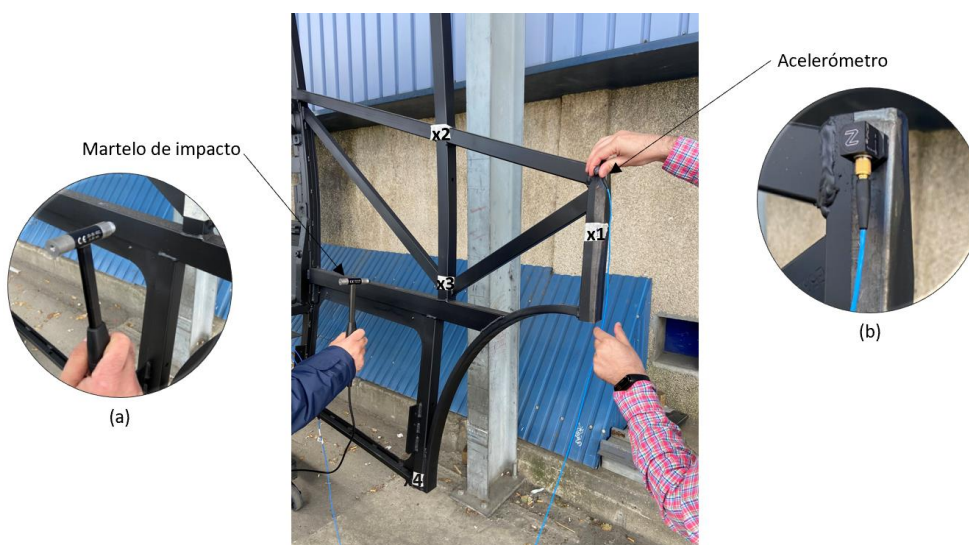


Figura 53- Pontos de aplicação de excitação com (a) martelo de impacto PCB 086C01 e respetivo ponto de medição da resposta em frequência com (b) acelerómetro PCB modelo 356A17

O sinal da força de excitação e o sinal da resposta em aceleração foram adquiridos pela placa da National NI 4431, os quais foram processados no LabView Express® para se determinarem as diferentes FRFs.

Na Figura 54 apresentam-se a magnitude de algumas das FRFs médias medidas em diferentes pontos da estrutura calculadas para 3 ensaios por ponto.

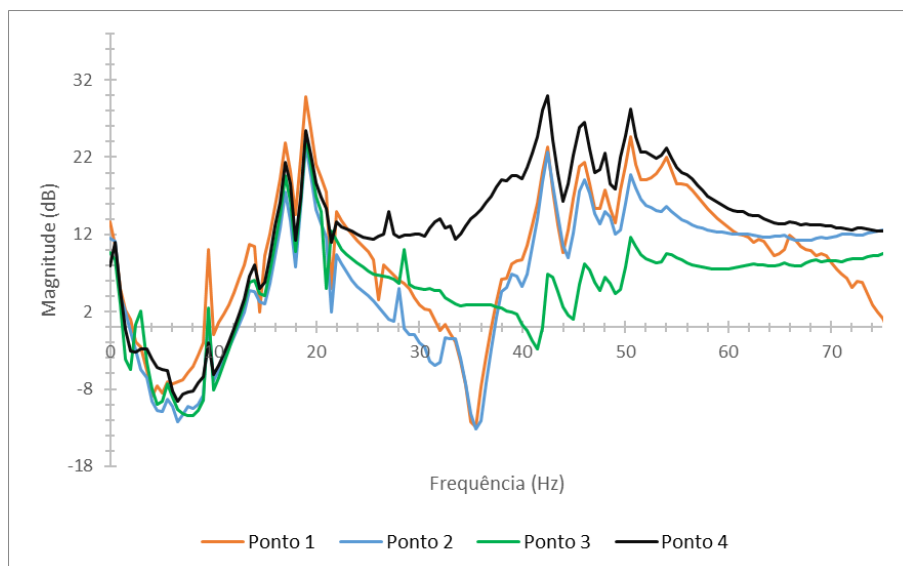


Figura 54- FRFs médias em diferentes pontos da superestrutura para a condição livre-livre

A partir da análise dos máximos locais é possível identificar algumas das primeiras frequências naturais de vibração da estrutura, cujos valores médios são comparados com os obtidos por simulação numérica na Tabela 4. Nesta observa-se que o erro relativo entre as frequências naturais é pequeno e que este é máximo para a primeira frequência, sendo o seu valor de 5,24 %. Este erro pode ser justificado pela influência da condição fronteira no ensaio experimental, a qual procura mimetizar a condição livre-livre através da suspensão da superestrutura por correntes. Contudo, globalmente é observado um baixo erro o que permite, com elevado grau de confiança, afirmar que o modelo numérico representa fidedignamente o modelo experimental da superestrutura.

Tabela 4- Comparação das frequências numéricas e frequências experimentais da superestrutura

Ordem da frequência	Frequência Numérica (Hz)	Média da frequência experimental (Hz)	Erro experimental (%)
1	10,00	9,50	5,24
3	13,36	13,88	3,76
4	17,21	17,00	1,26
6	18,11	18,75	3,39
7	20,27	20,75	2,31
10	27,63	27,38	0,93

Seguindo a mesma metodologia, foram identificadas as frequências naturais de vibração experimentais da superestrutura mais chassi, obtidas a partir da medição das FRFs nos pontos identificados na Figura 55.

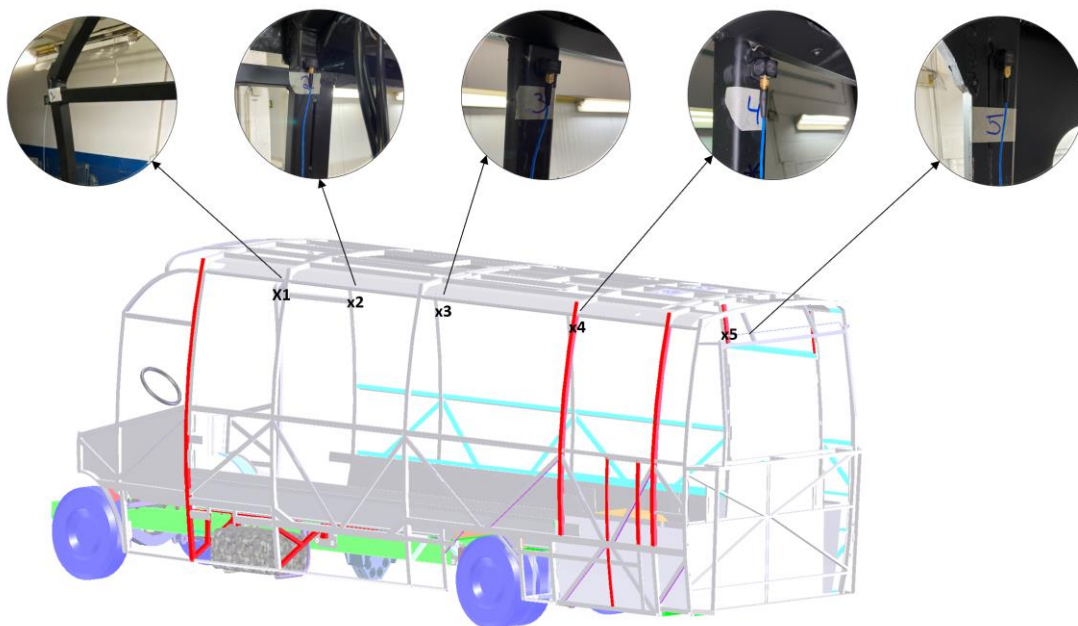


Figura 55- Pontos de aplicação de excitação e respetivo ponto de medição da resposta em frequência do conjunto superestrutura mais chassi

As frequências naturais experimentais foram determinadas tomando a média dos máximos locais das FRFs, obtidas com a execução de 3 ensaios por ponto, representadas na Figura 56 para os quatro pontos de medição.

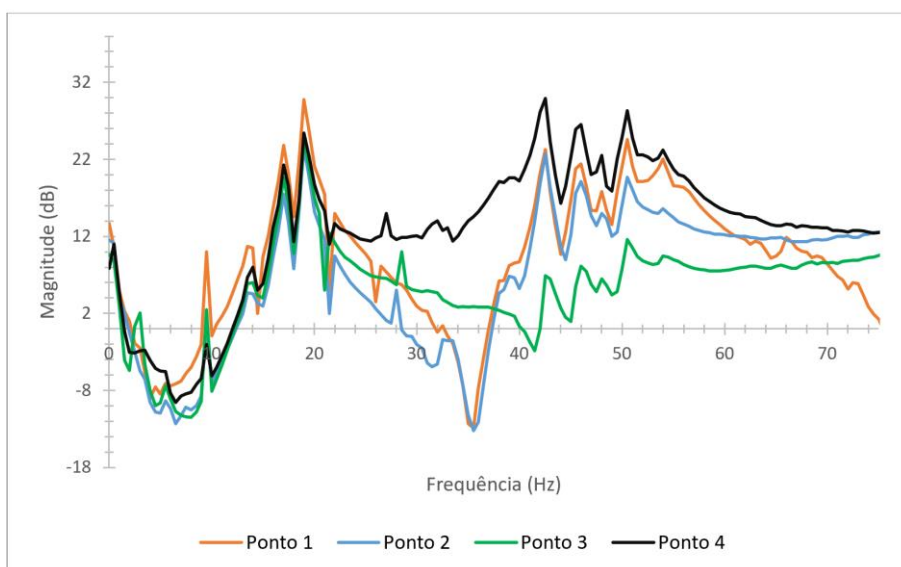


Figura 56- FRFs médias em diferentes pontos da superestrutura mais chassi para a condição simplesmente apoiado

Na Tabela 5 são comparadas as frequências numéricas e a média das frequências experimentais, com apresentação do respetivo erro relativo. Os erros máximos verificam-se para a primeira e nona frequência natural da estrutura, sendo o seu valor de 12% e 7,81%, respetivamente. As simplificações introduzidas no modelo numérico, como a eliminação dos elementos da suspensão, a modelação dos elementos não estruturais através de pontos de massa e a modelação das condições de apoio, podem ser algumas das principais causas dos elevados erros observados nestas frequências. No entanto, verifica-se que globalmente o erro relativo é baixo, pelo que se pode considerar que o modelo numérico representa corretamente o comportamento do modelo real.

Tabela 5- Comparação das frequências numéricas e frequências experimentais da superestrutura mais chassi

Ordem da frequência	Frequência Numérica (Hz)	Média da frequência experimental (Hz)	Erro experimental (%)
1	4,40	5,00	12,00
5	11,32	10,50	7,81
9	14,50	15,50	6,44
14	21,73	21,00	3,48
18	27,77	28,00	0,82

4. APLICAÇÃO DA METODOLOGIA AO ESTUDO À FADIGA DA ESTRUTURA DE AUTOCARRO

No presente capítulo é descrita a instrumentação do veículo e os ensaios de estrada realizados para a recolha da aceleração produzidas na estrutura. É igualmente descrito o processo de cálculo da densidade espectral das acelerações produzidas por cada percurso, através da conversão do sinal para o domínio da frequência.

A densidade espectral das tensões, necessária à estimativa da vida útil à fadiga da superestrutura, será obtida através do processamento pelo modelo MEF, recorrendo à densidade espectral de potência dos sinais em aceleração medidos experimentalmente. É descrita toda a metodologia para a determinação da vida útil das ligações mais críticas da estrutura, sendo esta baseada na distribuição de tensões ao longo de cordões de soldadura calculada a partir da análise numérica do modelo local.

4.1. Recolha de dados experimentais para análise à fadiga

O estudo à fadiga da estrutura envolve a medição das acelerações produzidas no chassi por um percurso característico em estrada. Conforme já referido, o itinerário previsto para estes miniautocarros é o circuito urbano de Lisboa. Contudo por questões de logística, optou-se por realizar os ensaios nas ruas da cidade Porto, tendo selecionado três percursos urbanos conhecidos pela empresa, por serem capazes de produzirem as solicitações de baixa, moderada e elevada amplitude de vibração sobre a estrutura.

A recolha das solicitações em aceleração nas três direções ortogonais foi realizada através de quatro acelerómetros tri-axiais montados junto aos apoios da suspensão das quatro rodas do veículo, ver Figura 57.

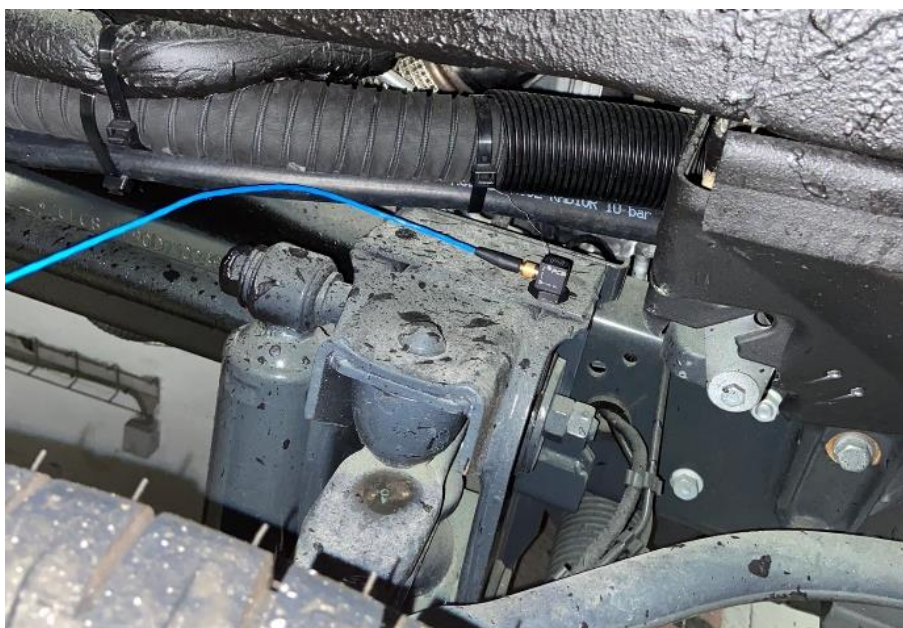


Figura 57- Fixação de acelerómetro eixo dianteiro

Os 12 sinais foram adquiridos através dos sistemas de aquisição NI-9234, por via do módulo cDAQ NI-9188 da National Instruments®. Refira-se que cada sistema de aquisição NI-9234 só permite o registo de 4 canais, pelo que foram necessários usar três destes módulos. O módulo cDAQ NI-9188 permite sincronizar os sinais dos diferentes módulos de aquisição e a sua comunicação com o computador. A configuração do sistema e a gravação dos dados foi realizada através do programa desenvolvido em LabView Express®. Na Figura 58 apresenta-se uma imagem do sistema de aquisição cDAQ NI-9188 com módulos NI-9234 para recolha das acelerações. Os sinais gravados serão posteriormente processados para a determinação do PSD das acelerações através de um programa desenvolvido em Ansys nCode®.

Na Figura 58 apresenta-se as ligações dos quatro acelerómetros aos três módulos para o registo das acelerações nos quatro apoios da roda, frente direita (FD), frente esquerda (FE), traseira direita (TD) e traseira esquerda (TE), e nas três direções do veículo, x- longitudinal, y- transversal e z- vertical.

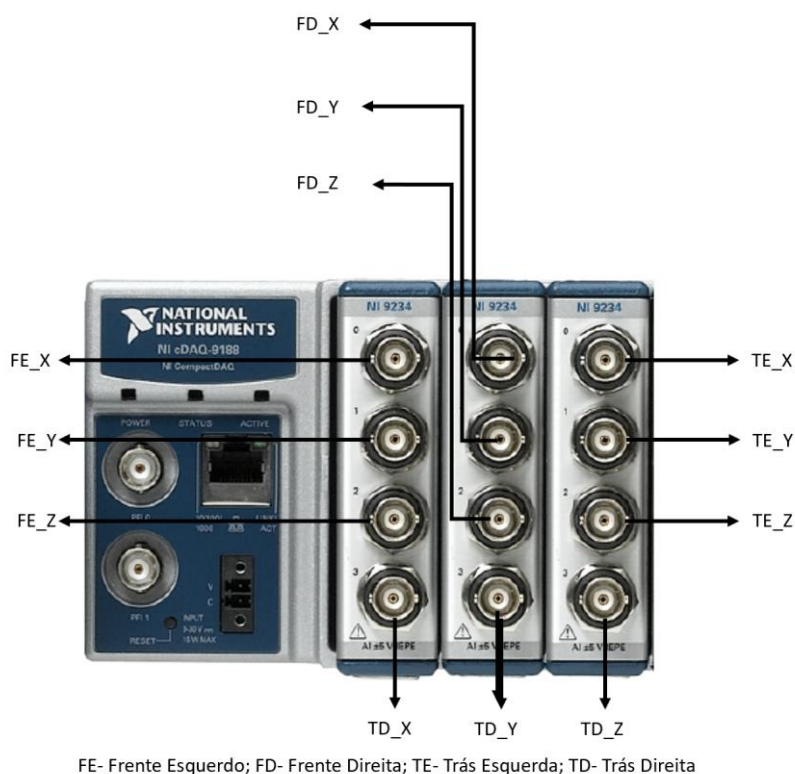


Figura 58- Sistema de aquisição cDAQ 9188 com os módulos NI 9234 para o registo da aceleração nos diferentes apoios e nas três direções ortogonais

A fixação do acelerómetro à estrutura do autocarro junto ao apoio de cada roda foi realizada através da aplicação de uma fina camada de cera de abelha (*Petro Wax*), ver Figura 59, garantindo, desta forma, uma boa transmissibilidade da vibração da estrutura do autocarro para o corpo do acelerómetro e assegurando a correta medição do sinal na para a gama dinâmica de [83].

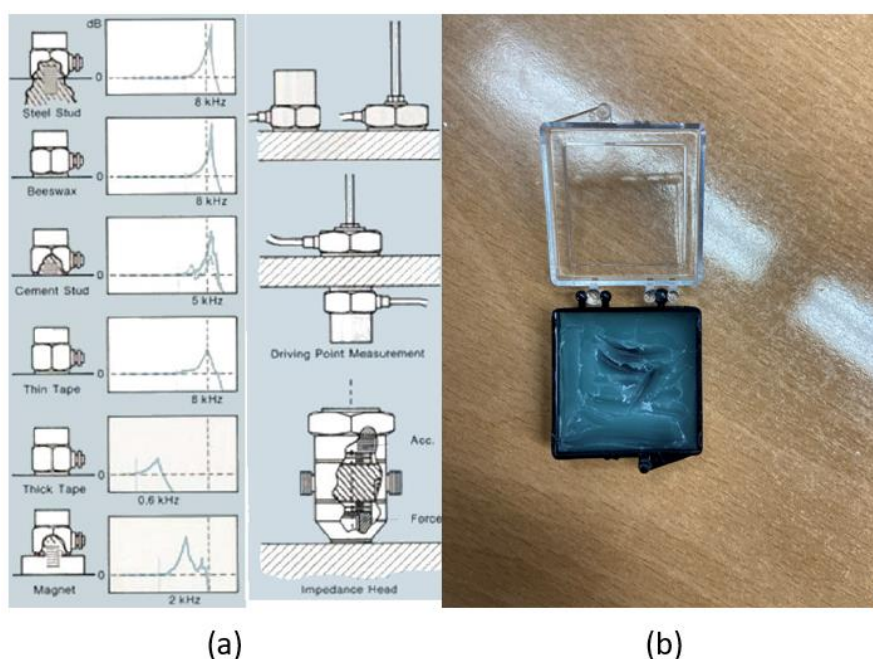


Figura 59- (a) Recomendações para instalação de acelerómetro mediante o espectro de frequências a medir [83]. (b) Cera de abelha utilizada para fixação dos acelerómetros ao chassi

Para garantir a correta adesão do acelerómetro à superfície da estrutura, esta foi desengordurada e limpa através da aplicação de um solvente. Por outro lado, foi necessário utilizar cabos de extensão para ligar os acelerómetros ao sistema de aquisição, os quais foram fixos à estrutura para garantir a estabilidade das medições.

A aquisição dos sinais em aceleração pelos 3 módulos NI-9234, requereu a introdução da sensibilidade dos acelerómetros para cada um dos seus três eixos. Como não é expectável a geração de amplitudes de vibrações ou extensões significativas para frequências superiores a 200 Hz, estabeleceu-se uma frequência máxima de medição de 1 kHz, através da aquisição dos sinais à taxa de amostragem de 2000 amostras/s. A recolha de sinal seguiu o procedimento padronizado na norma ISO 8608 [84].

A recolha das acelerações foi realizada ao longo de 85 km e incluiu diferentes tipos de pavimentos, com o objetivo de se obter uma boa amostragem das solicitações geradas sobre a estrutura. O percurso classificado como gerador de baixas solicitações sobre a estrutura e designado de percurso 1, teve início no Castelo do Queijo e destino as instalações da CaetanoBus. Este foi realizado, maioritariamente em asfalto e incluiu parte do percurso em autoestrada.

Na Figura 60 apresenta-se o mapa com o percurso realizado numa distância de 23 km, o qual foi percorrido a uma velocidade média de 50 km/h e onde se atingiu uma velocidade máxima de 60 km/h em autoestrada.

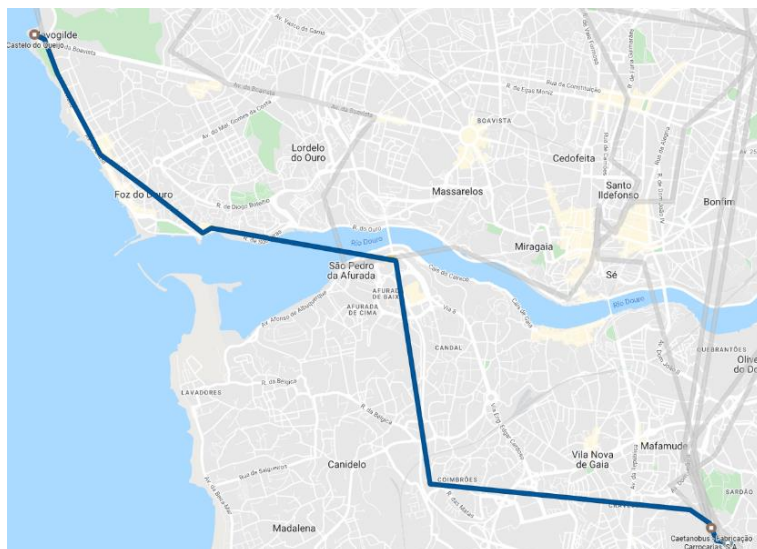


Figura 60- Mapa de recolha de dados no percurso 1

O percurso 2 é conhecido por gerar solicitações em vibração de amplitude moderada sobre a estrutura. Na Figura 61 é apresentado o mapa deste percurso de 27 km, realizado a uma velocidade média de 40 km/h e percorrendo maioritariamente as ruas da cidade do Porto, a qual teve início e destino nas instalações da Caetanobus® em Vila Nova de Gaia. O percurso incluiu sobretudo pavimento em paralelo, sendo que nalguns pontos do percurso o pavimento apresentava um elevado estado de degradação.

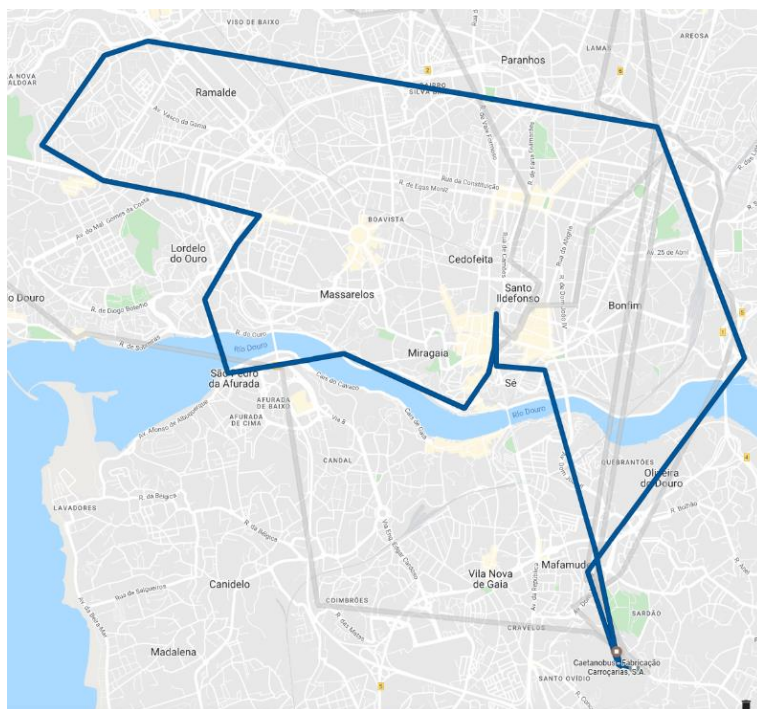


Figura 61- Mapa de recolha de dados no percurso 2

O percurso 3 é apresentado na Figura 62 e é referenciado internamente por produzir solicitações em aceleração elevadas sobre a estrutura. Este inclui algumas ruas do centro do Porto, com pavimento em paralelo em mau estado de conservação e ruas de Matosinhos em asfalto, com lombas pronunciadas, as quais geram elevadas amplitudes de aceleração sobre a estrutura. O trajeto teve início nas instalações da CaetanoBus em Vila Nova de Gaia e destino no Castelo do Queijo no Porto, sendo percorrida a distância de 35 km a uma velocidade média de 30 km/h.

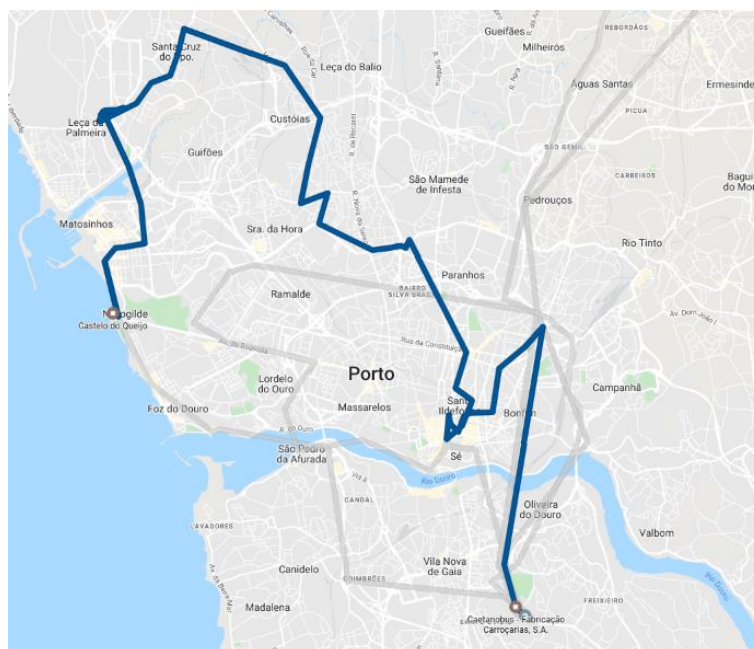


Figura 62- Mapa de recolha de dados no percurso 3

Na Figura 63 apresentam-se exemplos dos sinais em aceleração registados ao longo do percurso 2 e para o apoio da frente direito do veículo (FD), sendo visível na Figura 63 (a) o registo completo e evidenciado na Figura 63 (b) o instante em que é observado a amplitude da aceleração máxima de 3.1 g na direção vertical (eixo Z). A representação da amplitude da aceleração ao longo do tempo para os diferentes percursos, apoios e direções podem ser consultados no Apêndice A.

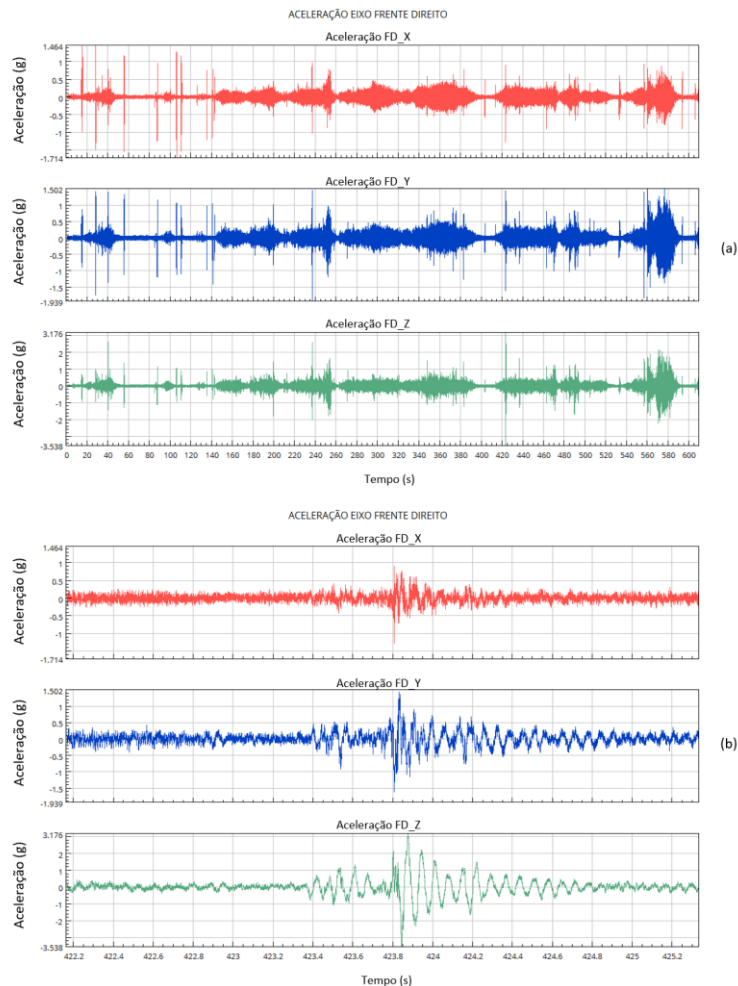


Figura 63- Sinais da amplitude de aceleração no tempo registados para o percurso 2 e junto ao apoio do eixo frontal direito (a) e um pormenor do mesmo (b)

Para melhor caracterização das solicitações geradas pelos três percursos, determinou-se a distribuição da amplitude espectral RMS, cujo exemplo para o percurso 2 se apresenta na Figura 64 para o eixo da frente e Figura 65 para o eixo traseiro, sendo os resultados apresentados no Apêndice B com maior detalhe e para os restantes percursos. O seu cálculo requereu a aplicação da função ponderação no tempo do tipo *Hanning* para minimizar o efeito de *leakage* [83]. A análise da distribuição de amplitudes RMS revela que esta é máxima para todos os apoios à frequência próxima de 25 Hz e para a direção vertical (eixo Z) em todos os apoios, o que significa que o pavimento gera solicitações predominantemente nesta direção. Pode ainda constatar-se que as excitações de maior amplitude são no eixo frontal no lado direito, a qual deve-se à menor rigidez do veículo próximo deste apoio.

Por outro lado, as maiores amplitudes da aceleração observados nos apoios do eixo frontal relativamente aos apoios do eixo traseiro podem ser justificadas pela diferença do elemento elástico utilizado nas duas suspensões, o qual é barra de torção à frente e pneumático a trás.

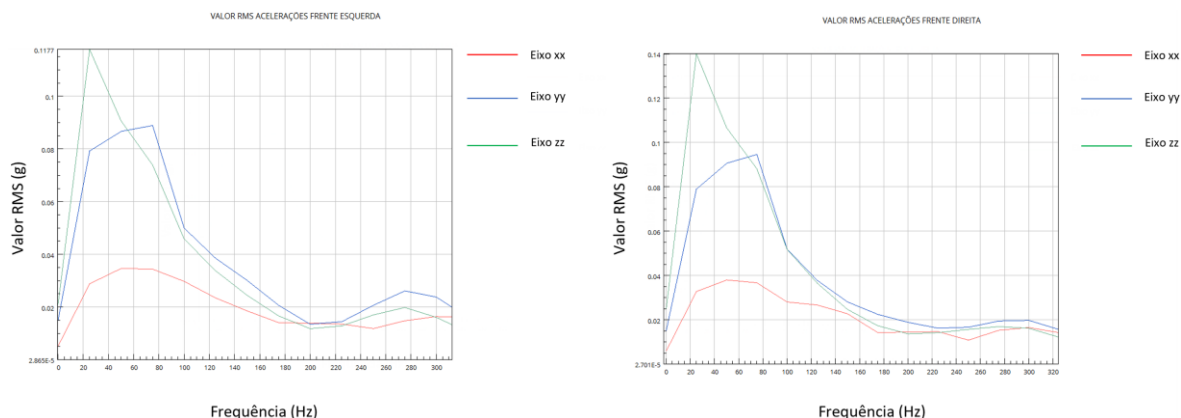


Figura 64- Distribuição espectral do valor RMS no eixo da frente

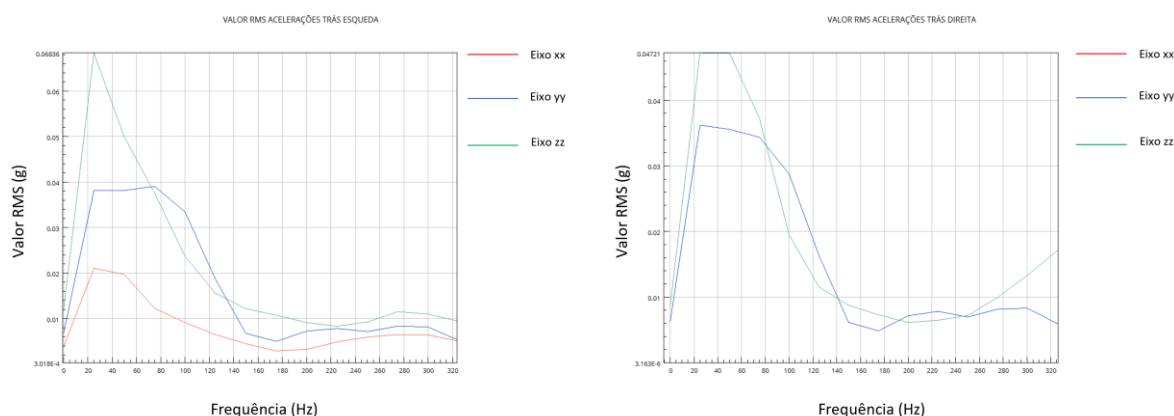


Figura 65- Distribuição espectral do valor RMS no eixo traseiro

Na Tabela 6 apresenta-se as principais características de cada um dos percursos, designadamente as características do piso, a distância percorrida, a velocidade média e o valor de amplitude de aceleração RMS obtidas para o eixo frontal direito. A análise comparativa da amplitude de aceleração RMS é um parâmetro que reflete a qualidade do piso, isto é, o percurso 1 caracteriza-se por apresentar solicitações de baixa amplitude, o percurso 2 de amplitude moderada e o percurso 3 de amplitude mais elevada.

Tabela 6- Principais características dos percursos

Percurso	Características do piso	Distância percorrida (km)	Velocidade média (km/h)	Amplitude de aceleração RMS (g)
Percurso 1	Maioritariamente em asfalto, com percurso em autoestrada.	23	60	0,14

Percurso	Características do piso	Distância percorrida (km)	Velocidade média (km/h)	Amplitude de aceleração RMS (g)
Percurso 2	Pavimento em paralelos, com piso em mau estado.	27	40	0,16
Percurso 3	Pavimento em paralelos, com piso em mau estado e lombas pronunciadas.	35	30	0,19

Os sinais em aceleração no tempo são processados com o objetivo de determinar o PSD das acelerações, os quais servem de base ao cálculo à fadiga por combinação com a resposta da estrutura obtida por simulação numérica pelo MEF. Este cálculo será realizado recorrendo ao software comercial Ansys nCode®, o qual segue a metodologia descrita na subsecção 2.2.4. No cálculo do PSD das acelerações é necessário determinar a solicitação no domínio da frequência, através da aplicação da FFT. Neste processo são aplicadas ao sinal janelas de ponderação no tempo para minimizar o efeito de *leakage*, e que de acordo com as características do sinal a janela de ponderação que mais se adequa é a função *Hanning*. Esta transformação para o domínio da frequência foi realizada a cada um dos 12 sinais (3 direções de medição nos 4 apoios). O programa Ansys nCode® permite de modo intuitivo e recorrendo à programação por objetos converter os sinais em aceleração no tempo nos espectros PSD das acelerações, ver Figura 66.

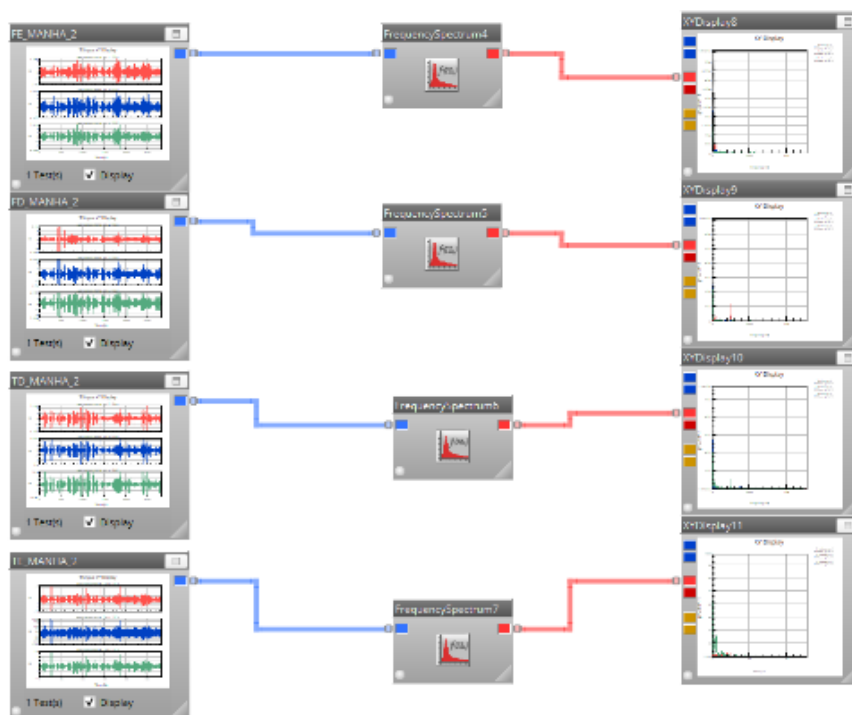


Figura 66- Programa para conversão do sinal da aceleração no tempo no respetivo espectro PSD, através do Ansys nCode®

Os espectros PSD da aceleração para os quatro apoios, segundo a direção vertical (eixo Z) e para os percursos 1, 2 e 3 são, apresentados respetivamente nas Figura 67, Figura 68e Figura 69, sendo os restantes espectros disponibilizados no Apêndice C.

Estes mostram que a amplitude espectral é predominante para o apoio frontal direito, o que está de acordo com o observado para a amplitude RMS à frequência próxima dos 25 Hz. Para além disto, o espectro do PSD das acelerações mostra que as amplitudes são mais significativas até 125 Hz, pelo que a análise à fadiga será restringida até esta frequência.

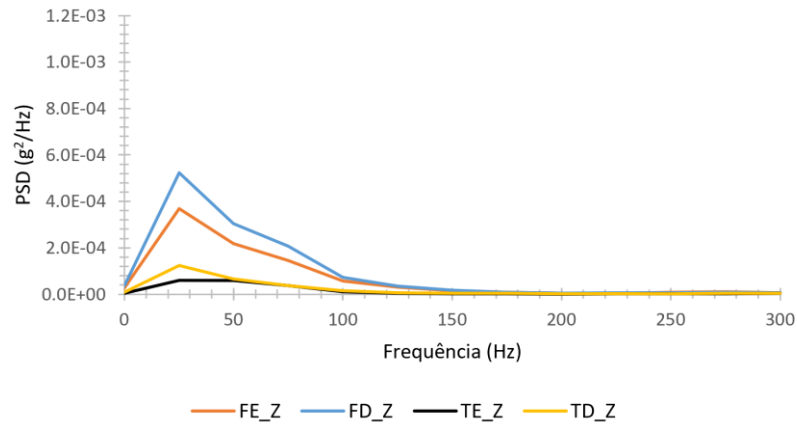


Figura 67- Espectro do PSD das acelerações para o percurso 1

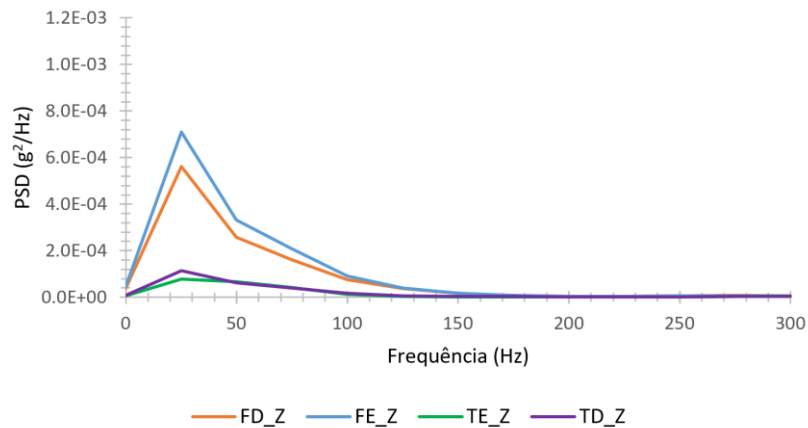


Figura 68- Espectro do PSD das acelerações para o percurso 2

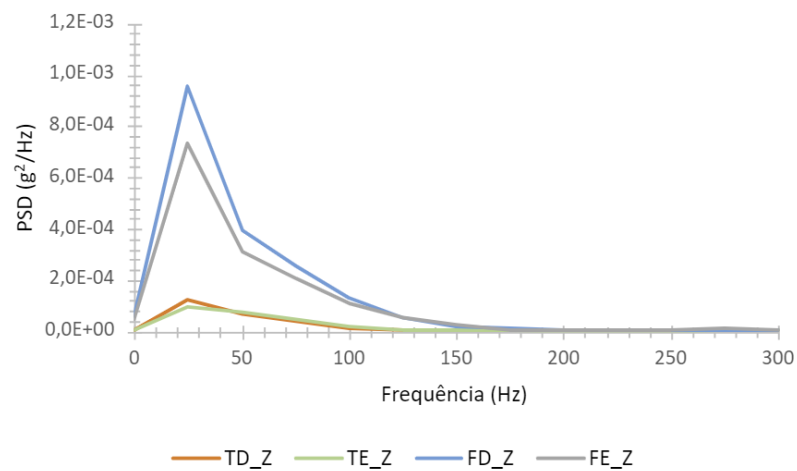


Figura 69- Espectro do PSD das acelerações para o percurso 3

4.2. Análise à fadiga da estrutura

A metodologia seguida neste trabalho para a determinação da vida útil da estrutura é semelhante à apresentada na subsecção 2.2.4 e descrita pelo esquema representado na Figura 30, sendo este centrado na análise das ligações mais críticas. Habitualmente, estas são seleccionadas a partir da análise do estado de tensão gerado por solicitações globais sobre a estrutura. No fluxograma apresentado na Figura 70 são descritos os principais passos a realizar na estimativa da vida útil dos elementos mais críticos [85]. O estudo inicia-se pela determinação da análise modal da estrutura do veículo e da sua resposta em frequência. Esta informação é posteriormente transferida para o modelo local que contém o elemento crítico juntamente com os esforços na ligação. A vida útil à fadiga do modelo local é determinada combinando o espectro PSD das acelerações com a função de resposta em frequência e a curva S-N do material. Neste trabalho, o estudo será realizado recorrendo ao programa comercial Ansys nCode®.

As vantagens da realização do estudo à fadiga baseado em modelos locais são a redução do tempo e esforço computacional de simulação, a melhoria no rigor do cálculo e a inclusão de detalhe do modelo, como os cordões de soldadura [85].

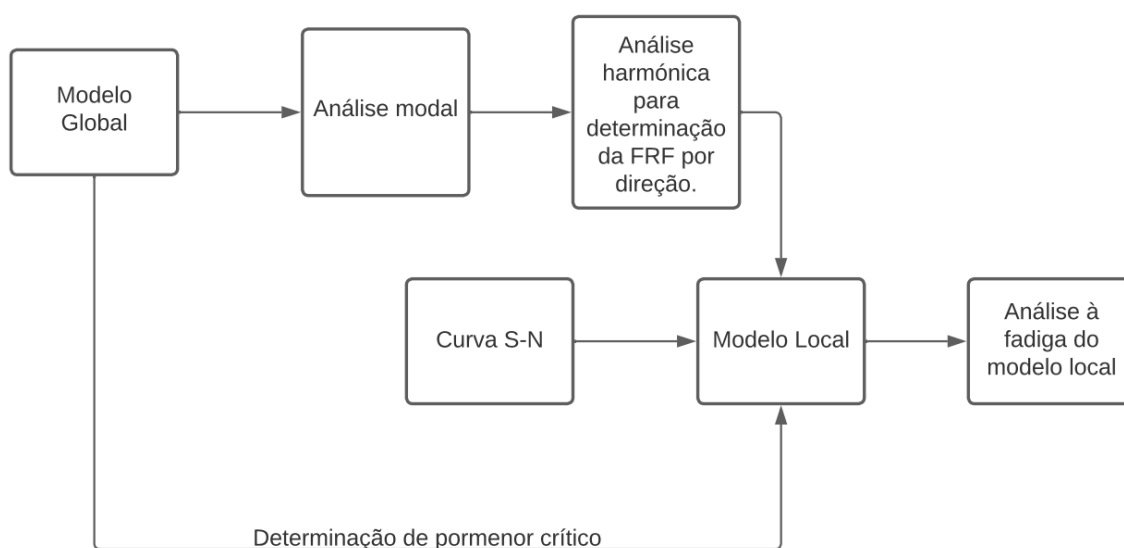


Figura 70- Metodologia de análise da vida à fadiga de um modelo local

Os pontos mais críticos da estrutura foram identificados a partir de uma análise estática da estrutura com aplicação de uma aceleração vertical (eixo Z) de 3 g. Este valor foi seleccionado a partir da informação recolhida em estudos anteriores realizados pela empresa e observado no registo temporal da aceleração, ver Figura 63.

Na Figura 71 apresenta-se as tensões equivalentes de von Mises geradas na estrutura do autocarro. Nesta figura destaca-se o ponto com o nível mais elevado de tensão. A região adjacente a este ponto foi selecionada como modelo local para estudo à fadiga. Neste modelo serão incluídos os cordões de soldadura, detalhes geométricos dos elementos de ligação e um maior refinamento da malha, com o objetivo de obter um maior rigor no estudo.

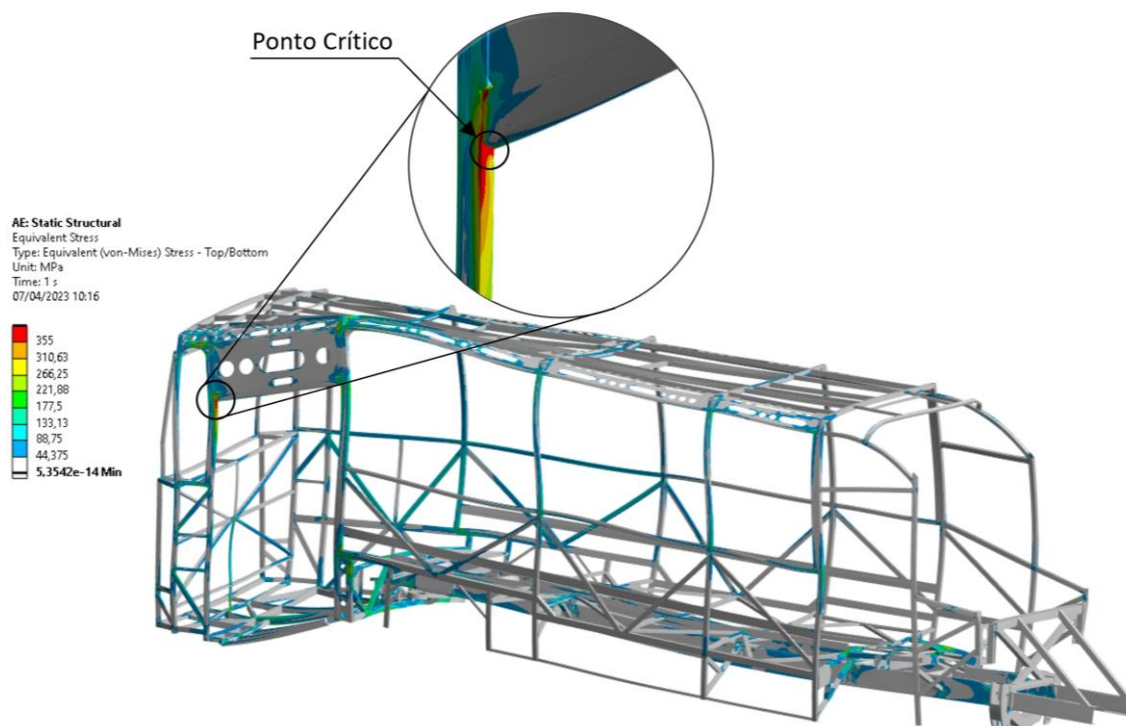


Figura 71- Tensão equivalente de von Mises na estrutura do veículo na passagem por lomba, com destaque da região de maior nível de tensão

As FRFs do modelo global são determinadas no MEF através da realização de uma análise harmónica. Esta, por sua vez, requer a realização de uma análise modal preliminar onde são determinados as frequências e respetivos modos naturais de vibração do modelo. O método de sobreposição modal foi selecionado para determinação das FRFs, por requerer menor tempo e menor esforço de computação [52]. Nesta análise, considerou-se um amortecimento histerético de 2 %, sendo este considerado um valor típico para estruturas de construção em aço soldado [86]. A Figura 72 apresenta a função de resposta em frequência das tensões no ponto crítico da estrutura, ver Figura 71, geradas por uma solicitação aplicada no centro de massa na direção vertical (eixo Z). Esta foi obtida através da análise harmónica para intervalos de frequência de 5 Hz e para a banda de frequências de 0 a 125 Hz. A banda foi escolhida com base na análise das amplitudes dos PSDs determinados a partir do sinal em aceleração medido nos ensaios de estrada e, conforme já referido, as componentes acima de 125 Hz podem ser assumidas como desprezáveis.

É espectável que, as tensões de von Mises máximas são observadas às frequências próximas das frequências naturais de vibração da estrutura, sendo o valor das primeiras frequências naturais de 9,50 Hz, 13,22 Hz e 21,73 Hz.

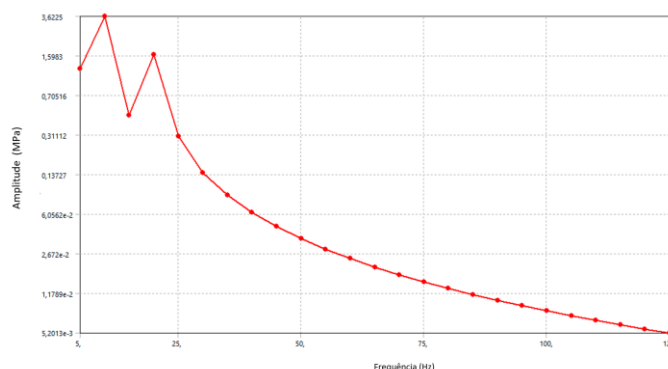


Figura 72- Resposta em frequência das tensões para o modelo global no ponto crítico

Para a análise do modelo local é necessário considerar os constrangimentos da ligação deste modelo na ligação ao resto da estrutura. A criação das secções de corte e a aplicação dos constrangimentos nestas regiões terão de ser realizados por comandos Ansys APDL®, linguagem de programação Ansys utilizada para transferência de resultados entre modelos [87].

Conforme já mencionado, a transição do modelo global para o modelo local permite que, neste último, sejam incluídos os cordões de soldadura na ligação entre os diferentes elementos, detalhes geométricos e o refinamento da malha. Com isto consegue-se incrementar o grau de detalhe da análise sem se verificar um correspondente aumento do tempo e do esforço computacional. Relativamente à modelação dos cordões de soldadura, foram utilizados elementos do tipo casca de segunda ordem com a referência Shell 281, constituídos por 8 nós e possuindo 6 graus de liberdade por nó, três translações e três rotações. A malha do modelo local e os detalhes da discretização do cordão de soldadura podem ser observados na Figura 73.

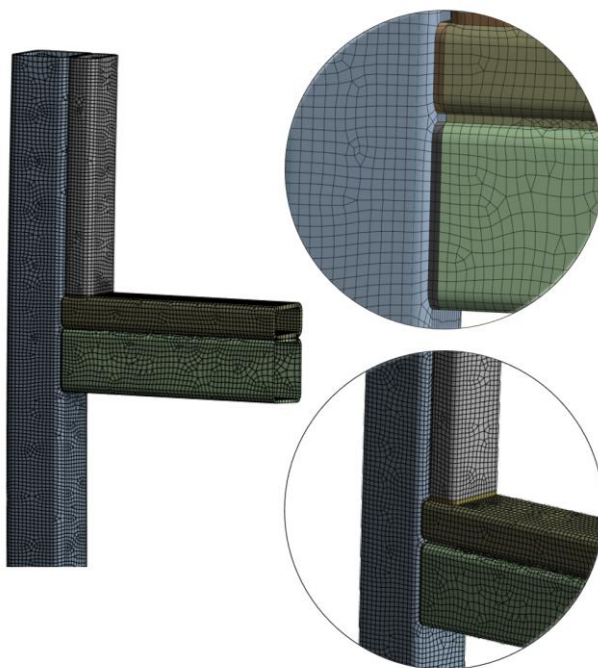


Figura 73- Modelo local com pormenores da ligação soldada

A FRF das tensões para o ponto crítico foi igualmente determinada para o modelo local, sendo este apresentado na Figura 74. Esta apresenta um andamento muito semelhante à FRF apresentada na Figura 72 e obtida a partir da análise do modelo global. No entanto, observa-se que a amplitude das tensões é substancialmente superior no modelo local relativamente ao modelo global, o qual é justificado pelo aumento da discretização da malha no modelo local, o que permite obter com maior rigor o valor da concentração de tensões provocado.

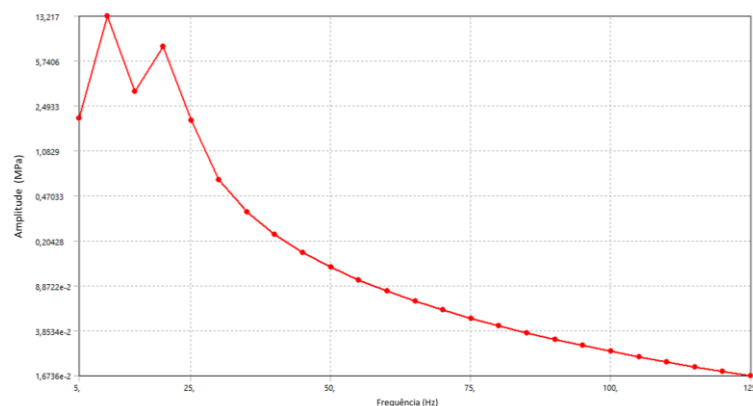


Figura 74- Resposta em frequência das tensões para o modelo local num nó da malha localizado na zona de maior solicitação

A vida útil da estrutura do autocarro é condicionada pelos elementos mais solicitados da estrutura. Este foi identificado anteriormente e em torno do qual foi construído um modelo local. A vida útil deste elemento será determinada com recurso ao programa comercial Ansys nCode®, com recurso à ferramenta *Shell Seam Weld*, a qual permite estudar analisar ligações soldadas. Conforme descrito na subsecção 2.3, as regiões mais críticas em estruturas soldadas são os cordões de soldadura, onde existe maior concentração de tensões, provocado pelo choque térmico e devido à introdução de defeitos. Neste processo de cálculo recorre às curvas S-N do material, as quais se apresentam na Figura 75. A curva a vermelho define a vida útil para carregamentos que geram tensões de membrana e a curva a azul corresponde à vida útil para tensões de flexão no cordão de soldadura. Estas curvas foram determinadas pela empresa Volvo® a partir de ensaios à fadiga com ciclos de carregamento variável para ligações soldadas e está disponível no programa Ansys nCode® [88].

Por questões de confidencialidade, não é indicado o material a que se referem estas. No entanto, pela falta de informação relativa ao comportamento à fadiga das ligações soldadas utilizadas na construção do autocarro, estas curvas foram adotadas no cálculo da vida à fadiga.

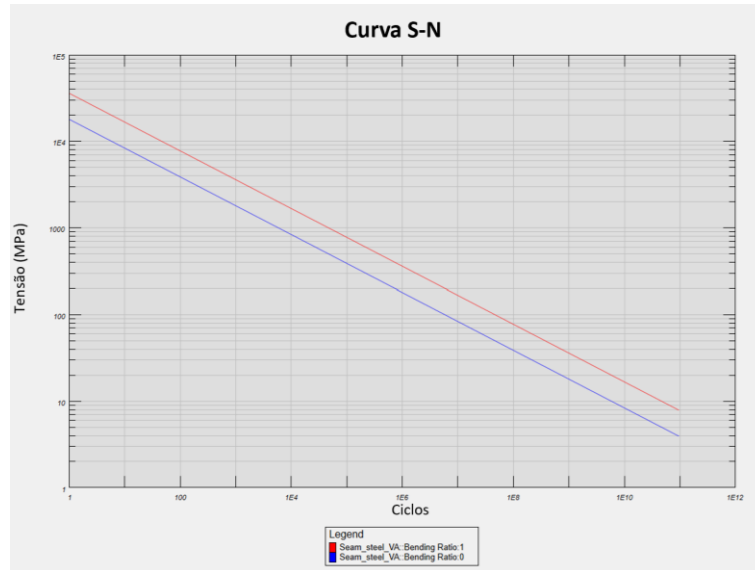


Figura 75- Curvas S-N função do estado de tensão gerado [88]

As solicitações na forma de PSDs de acelerações até aos 125 Hz, determinadas a partir dos três ensaios de estrada, são introduzidos no modelo local, juntamente com as curvas S-N da Figura 75. Para o cálculo da vida útil da ligação optou-se por aplicar o método de Dirlik, visto ser este o mais usado e mais validado pela ciência entre os métodos de contagem de ciclos no domínio da frequência [76], [89], sendo este descrito na subsecção 2.2.4. O dano é calculado pela Equação (24), o qual permite estimar a vida útil da ligação até à rotura, correlacionando o dano com o número de quilómetros percorridos. Uma vez que o cálculo do dano gerado é baseado em solicitações obtidas para pequenos percursos, o cálculo da vida até à rotura é determinado realizando uma extrapolação linear. No caso do método de Dirlik a rotura ocorre quando o coeficiente de dano é 1, pelo que a vida útil do componente traduzida em quilómetros QE será dada pela seguinte expressão,

$$Q_E = \left(\frac{Q_P}{Dano} \right) \quad (32)$$

em que Q_P corresponde ao número de quilómetros percorridos para solicitação utilizada no cálculo do dano e Dano representa o coeficiente de dano determinado pelo método de Dirlik pela aplicação da Equação 24 ao PSD das tensões obtido pela multiplicação da FRF da estrutura pelo PSD em aceleração das solicitações, ver Equação 33.

$$PSD_{Tensões} = FRF_{Estrutura} \times PSD_{Acelerações} \quad (33)$$

O cálculo da vida útil do elemento mais solicitado foi realizado considerando as solicitações geradas pelos três percursos, medidos em ensaios de estrada. Em seguida serão apresentados os resultados do dano provocado por ordem no nível da amplitude de solicitação gerada.

Para a solicitação de baixa amplitude obteve-se uma distribuição dos coeficientes de dano que são apresentados na Figura 76, sendo o valor máximo de $5,12 \times 10^{-4}$. Nesta figura observa-se que o coeficiente de dano apresenta valores máximos nos cantos superiores da ligação soldada.

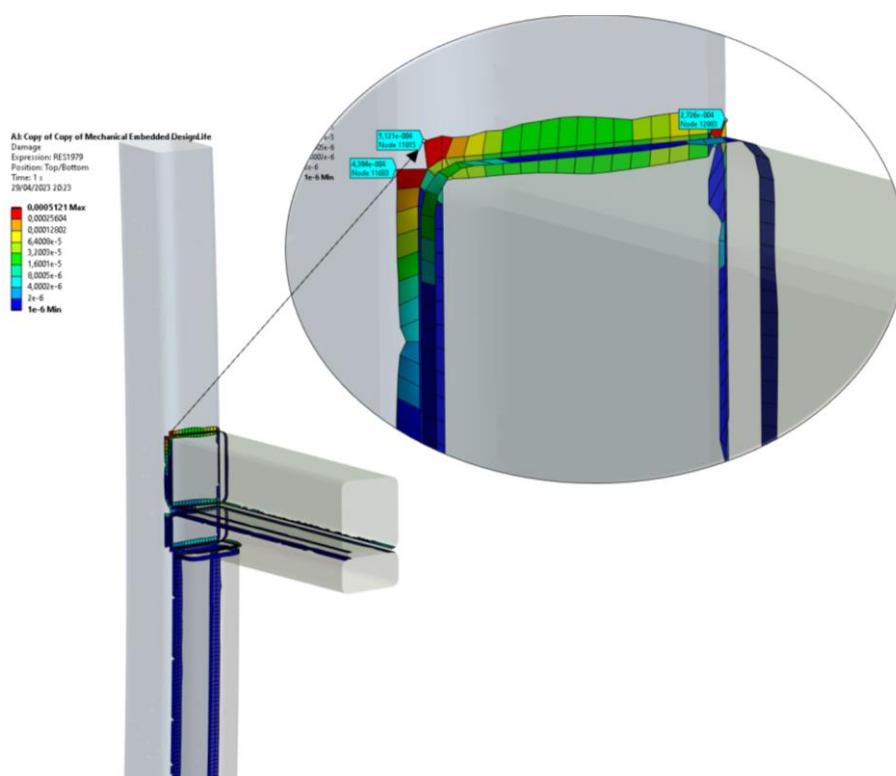


Figura 76- Coeficiente de dano obtido pelo método de Dirlik para solicitações geradas pelo percurso 1

O coeficiente de dano máximo pode ser traduzido na vida útil da ligação em quilómetros, por aplicação da Equação (32). Considerando o coeficiente máximo e os 23 km percorridos no percurso 1, estima-se que a vida útil desta ligação seja de 44913 km.

Seguindo o mesmo procedimento, mas aplicando a solicitação gerada pelo percurso 2, obteve-se a distribuição dos coeficientes de dano apresentados na Figura 77.

Esta apresenta um gradiente de coeficientes de dano muito semelhantes aos obtidos para o percurso 1, em que os valores máximos se concentram nos cantos superiores da ligação. Considerando o valor máximo de coeficiente de dano de $6,56 \times 10^{-4}$ e os 27 km percorridos neste percurso, estima-se que a rotura na ligação ocorra ao final de 41171 km.

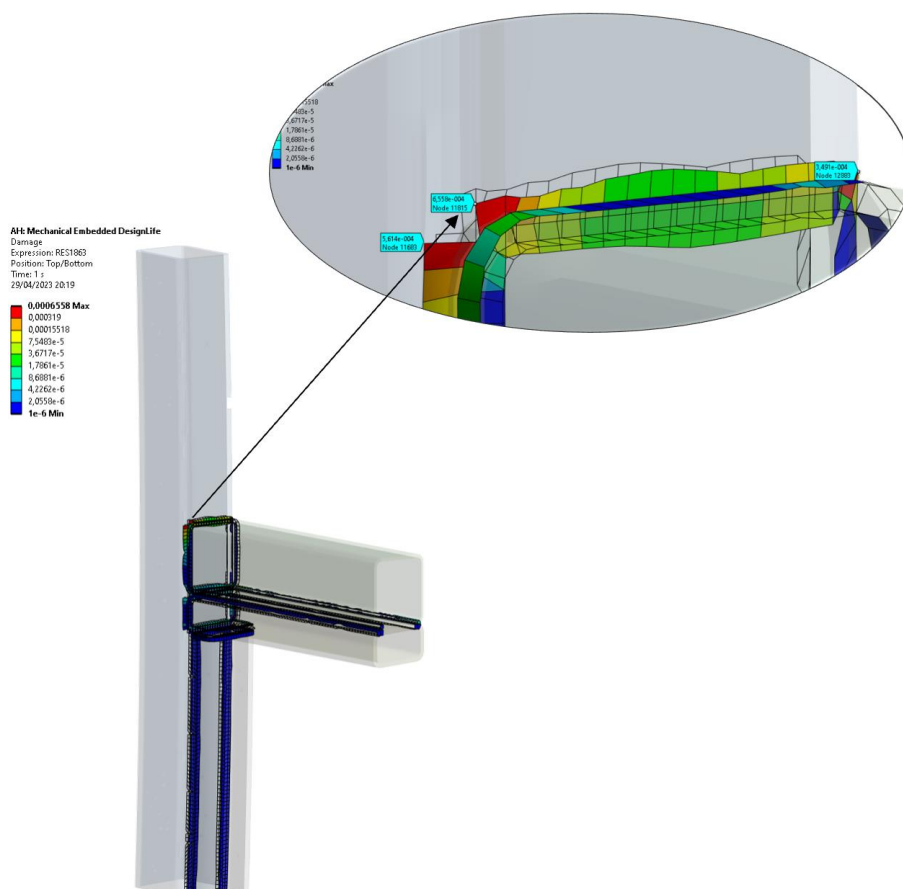


Figura 77- Coeficiente de dano obtido pelo método de Dirlik para solicitações geradas pelo percurso 2

Para o percurso mais severo, foram obtidos os coeficientes de dano apresentados na Figura 78, cuja distribuição é, igualmente, semelhantes aos casos anteriores. Tomando o valor máximo do dano de $9,49 \times 10^{-4}$, que se localiza no canto superior esquerdo da ligação soldada, e o percurso percorrido de 32 km, é estimado que a distância necessária para que ocorra a rotura nesta região seja de 36893 km.

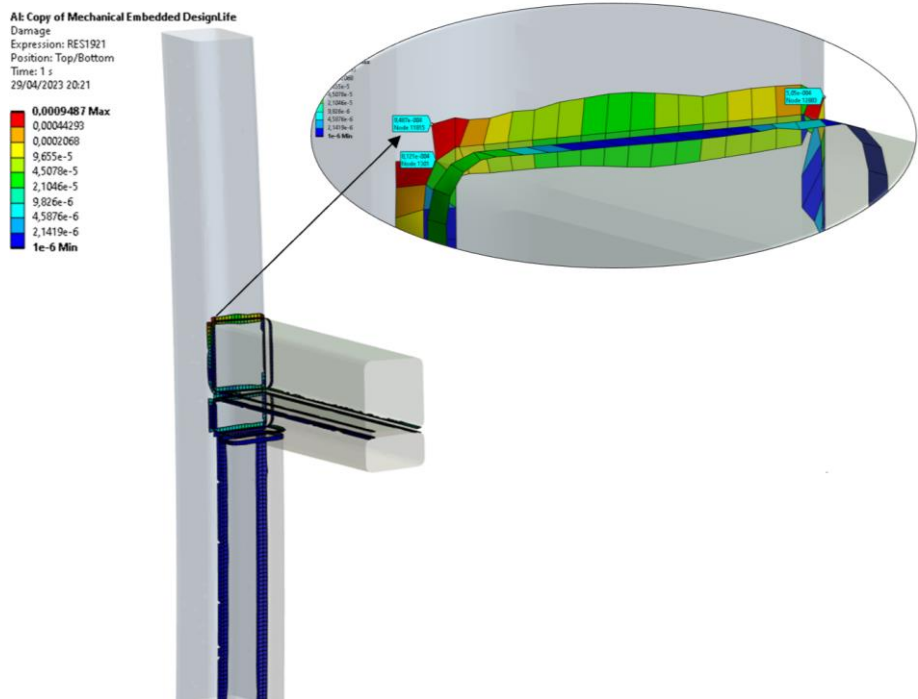


Figura 78- Coeficiente de dano obtido pelo método de Dirlik para solicitações geradas pelo percurso 3

Na Tabela 7 é apresentado o dano gerado e os quilómetros estimados até à falha do componente para os três percursos com diferentes amplitudes de solicitação. Conforme esperado, existe uma correlação direta entre a amplitude da solicitação e coeficiente de dano gerado na ligação, o qual é refletido no menor número de quilómetros percorridos até falha completa da ligação. Quanto aos quilómetros percorridos em cada percurso, verifica-se que estes correspondem, respetivamente, a 0,05%, 0,07% e 0,09% relativamente aos quilómetros estimados. Estes valores são relativamente baixos quanto às expectativas internas de garantia previstas para este tipo de veículos. Refira-se que este foi estimado com base nas curvas S-N, definidas pelo programa Ansys nCode®, e cujo material e o processo de ligação não corresponde ao utilizado no fabrico da estrutura do autocarro em estudo. Contudo, esta permite realizar uma análise comparativa dos resultados obtidos para os diferentes percursos, em que das solicitações menos severas (percurso 1) para as solicitações mais severas (percurso 3) se verifica uma redução de cerca 20% na sua vida útil da ligação.

Tabela 7- Caracterização da vida útil do modelo local para os três percursos

Percurso	Coeficiente de dano (Dirlik)	Quilómetros percorridos (km)	Quilómetros estimados (km)
Percurso 1	$5,12 \times 10^{-4}$	23	44913
Percurso 2	$6,56 \times 10^{-4}$	27	41171
Percurso 3	$9,49 \times 10^{-4}$	32	36983

5. CONCLUSÃO

Neste capítulo são apresentadas as conclusões gerais retiradas do desenvolvimento do trabalho. A partir da sua análise crítica são definidas linhas orientadoras para o desenvolvimento de trabalhos futuros.

5.1. Conclusões finais

A mobilidade é um tema com elevada relevância na atualidade, motivado pela crescente procura de soluções mais sustentáveis e menos poluentes. Como reflexo disso, os fabricantes de autocarros têm procurado novas soluções construtivas para redução do peso da estrutura dos seus veículos, recorrendo, muitas das vezes, ao uso de novos materiais com resistência/peso inferior ao dos metais, são exemplo os materiais compósitos. Neste âmbito, é descrita a evolução dos autocarros produzidos na CaetanoBus® e apresentados os seus modelos mais recentes.

A revisão bibliográfica sobre o estudo à fadiga de estruturas de autocarros permitiu concluir que esta é produzida por solicitações de amplitude variável e aleatória, cuja análise tem por base a evolução da amplitude no tempo ou em frequência. Por este motivo, o seu estudo é substancialmente mais complexo que o realizado para solicitações de amplitude constante. A análise aos trabalhos científicos sobre o estudo à fadiga das estruturas de autocarros permitiu selecionar a metodologia que assenta no estudo das solicitações expressas no domínio da frequência.

Na filosofia da empresa há uma constante e cada vez maior procura de novas e melhores soluções, para dar resposta aos requisitos atuais de mobilidade, através de novas soluções motrizes e o fabrico de estruturas cada vez mais leves e integrais. Enquadrado com esta necessidade de inovação surge a fiabilidade estrutural, a qual exige que seja realizada uma avaliação à fadiga da estrutura. Porém, as metodologias utilizadas internamente para o estudo à fadiga mostravam-se inadequadas para o grau de exigência imposta pelo mercado de veículos para transporte de passageiros. Daqui resultou a necessidade do presente trabalho em criar metodologias, apoiadas em ferramentas numéricas, para prever o comportamento à fadiga das novas estruturas. Assim, neste trabalho foi criada a metodologia que permite avaliar o comportamento à fadiga das estruturas fabricadas pela Caetanobus®. Esta envolve a recolha de dados experimentais na forma de aceleração medida nos apoios da suspensão do autocarro, o processamento deste sinal de forma a obter o PSD das acelerações, a construção do modelo numérico baseado no método dos elementos finitos e sua validação, a identificação das ligações mais críticas e a avaliação do coeficiente de dano no domínio da frequência, recorrendo à ferramenta numérica Ansys nCode®.

A recolha de dados experimentais envolveu a montagem de acelerómetros triaxiais montados junto aos quatro apoios da suspensão. A aceleração nestes apoios foi registada ao longo de três percursos selecionados por apresentarem diferentes níveis de amplitude. O nível espectral de amplitude RMS das acelerações permitiu classificar os percursos em função do nível de severidade. A partir dos sinais no tempo foram calculados os respetivos sinais PSD da aceleração. A sua análise permitiu selecionar a solicitação mais severa, a qual se verificou no eixo frontal direito, tendo sido esta solicitação usada para a determinação da vida útil da estrutura do veículo.

Foi igualmente desenvolvido um modelo numérico baseado no método dos elementos finitos, tendo por base a geometria do veículo selecionado para o estudo e as propriedades do material utilizado no seu fabrico. Neste âmbito, fez-se um estudo do nível de discretização em elementos finitos do modelo, baseado na análise da convergência das suas frequências naturais de vibração, tendo-se selecionado a malha de elementos finitos correspondente a um erro máximo de 0,45%. Os modelos da superestrutura e do chassi mais superestrutura foram validados por comparação das suas frequências naturais com as medidas experimentalmente, para as condições livre-livre e simplesmente apoiada, respetivamente. Neste estudo observou-se um erro máximo de 5,24% para o modelo da superestrutura e de 12% para o modelo da superestrutura mais chassi. O elevado erro registado neste último caso foi observado para a primeira frequência natural de vibração e é justificado pelas simplificações geométricas introduzidas no modelo numérico.

Com objetivo de identificar as regiões mais solicitadas da estrutura e para, em seguida, avaliar a sua vida útil à fadiga, determinou-se o estado de tensão gerado na estrutura por uma solicitação aplicada no centro de massa na forma de aceleração e para a direção vertical (eixo Z). Esta permitiu identificar a ligação junto à porta traseira de saída do lado direito do veículo. O modelo local foi construído nesta região com o objetivo de obter uma análise mais detalhada sobre o comportamento da ligação à fadiga. Para tal, foi necessário realizar uma análise harmónica no modelo global a fim de transferir os constrangimentos e as funções de resposta em frequência para o modelo local. Neste modelo foram incluídos detalhes geométricos, acrescentados os cordões de soldadura e aumentada a discretização da malha, com o objetivo de obter maior rigor na avaliação da vida útil desta ligação. O estudo foi realizado no programa comercial Ansys nCode®, o qual permite a partir do PSD das tensões avaliar a vida útil dos cordões de soldadura, recorrendo à ferramenta *Seam Shell Weld*. Através do método de Dirlik, foram determinados coeficientes de dano para as ligações soldadas, tendo-se observado que o coeficiente de dano severo ocorria nos cantos superiores do cordão de soldadura. A análise para as três solicitações registadas experimentalmente permitiu prever a vida útil da ligação de 44913 km, 41171 km e 36983 km, correspondendo aos percursos 1,2 e 3 respetivamente. Estes resultados estão aquém da expectativa interna, pelo que se sugere a correção da geometria da ligação ou reforço da mesma com o objetivo de reduzir o nível de tensão equivalente de von Mises na ligação e, como consequência, aumentar a sua vida útil. A empresa deve incluir no plano de manutenção destes veículos a inspeção desta ligação por forma a verificar a iniciação de fendas uma vez que a sua propagação é mais rápida que a sua iniciação, deste forma deve atuar-se preventivamente de forma a minimizar os efeitos da sua propagação.

Refira-se que neste estudo tomou-se como base a curva S-N do material de ligação do programa comercial e não a do material utilizado na construção do veículo, pela razão da sua determinação requerer um estudo intensivo laboratorial das respetivas ligações soldadas.

5.2. Limitações e trabalhos futuros

No desenvolvimento deste trabalho foram identificadas algumas limitações provocado pela falta de conhecimento da empresa das novas metodologias aplicadas ao estudo da fadiga em estruturas. Após o desenvolvimento deste trabalho é possível identificar alguns aspetos que requerem ser melhorados numa futura aplicação desta metodologia, nomeadamente:

- Identificação experimental do coeficiente de amortecimento da estrutura;
- Na validação do modelo numérico, incluir os modos naturais de vibração experimentais;
- Incluir no estudo à fadiga PSDs em aceleração referente a outro tipo de percursos;
- Melhorar o modelo numérico através da inclusão dos elementos da suspensão;
- Instrumentar com extensómetros a ligação com objetivo de avaliar experimentalmente o nível de tensão gerado na ligação e também validar o modelo de elementos finitos;
- Utilizar curvas S-N das ligações usadas na construção da estrutura, através da realização de um conjunto alargado de ensaios experimentais.

Como trabalhos futuros é ainda proposto avaliar a vida útil à fadiga da ligação utilizando outros critérios de dano, como por exemplo Lalane, NarrowBand. Realizar ensaios à fadiga experimentais das ligações críticas, com o objetivo de validar o estudo numérico.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] D. Pojani and D. Stead, "Sustainable urban transport in the developing world: Beyond megacities," *Sustain.*, vol. 7, no. 6, pp. 7784–7805, 2015, doi: 10.3390/su7067784.
- [2] S. Reddy and V. T. Shekar, "Rationale behind 'stainless steel super structure' for buses," *SAE Tech. Pap.*, vol. 9, 2013, doi: 10.4271/2013-01-2418.
- [3] M. Kepka, "Accelerated fatigue testing on special tracks as new part of methodology for bus/trolleybus development," *Eng. Fail. Anal.*, vol. 118, no. January, p. 104786, 2020, doi: 10.1016/j.engfailanal.2020.104786.
- [4] G. Meng, C. Ren, X. Li, L. Zhou, F. Li, and T. Wei, "Fatigue Life Analysis of Bus Body based on User Target Load Spectrum," *J. Appl. Comput. Mech.*, vol. 7, no. 2, pp. 965–969, 2021, doi: 10.22055/jacm.2021.35794.2735.
- [5] M. Zehsaz, M. H. Sadeghi, M. M. Etefagh, and R. Hassannejad, "Fatigue strength of a chassis of a semi-heavy truck under dynamic loads due to real road roughness," *Trans. Famena*, vol. 38, no. 4, pp. 89–105, 2014.
- [6] K. V. Smith and R. F. Stornant, "Cumulative damage approach to durability route design," *SAE Tech. Pap.*, pp. 3632–3641, 1979, doi: 10.4271/791033.
- [7] F. A. Conle and C. C. Chu, "Fatigue analysis and the local stress-strain approach in complex vehicular structures," *Int. J. Fatigue*, vol. 19, no. SUPPL.1, pp. 317–323, 1997, doi: 10.1016/s0142-1123(97)00045-5.
- [8] M. Kepka, M. Kepka, J. Dzugan, and P. Konopik, "Practical notes for assessing the fatigue life of bodyworks of buses and trolleybuses," *Procedia Struct. Integr.*, vol. 19, pp. 595–603, 2019, doi: 10.1016/j.prostr.2019.12.064.
- [9] K. Yay, I. M. Ereke, M. Bilir, and V. Çataltepe, "Fatigue strength of an urban type midi bus vehicle chassis by using Fem analysis and accelerated fatigue life test," *SAE Tech. Pap.*, 2009, doi: 10.4271/2009-01-1453.
- [10] M. Kepka and P. Rehor, "Methodology of experimental research into operating strength and fatigue life of bus and trolleybus bodywork," *Int. J. Veh. Des.*, vol. 13, no. 3, pp. 242–250, 1992, doi: 10.1504/IJVD.1992.061726.
- [11] D. C. Lee and C. S. Han, "CAE (computer aided engineering) driven durability model verification for the automotive structure development," *Finite Elem. Anal. Des.*, vol. 45, no. 5, pp. 324–332, 2009, doi: 10.1016/j.finel.2008.10.004.
- [12] M. Kepka, M. K. Miloslav Kepka, J. Václavík, and J. Chvojan, "Fatigue life of a bus structure in normal operation and in accelerated testing on special tracks," *Procedia Struct. Integr.*, vol. 17, pp. 44–50, 2019, doi: 10.1016/j.prostr.2019.08.007.
- [13] Carlos A. G. de Moura Branco, *Mecânica Dos Materiais*, 3ª Edição. Serviço de Educação Fundação Calouste Gulbenkian, 1998.
- [14] Salvador Caetano, "About Our Story- Salvador Caetano," 2021. <https://salvadorcaetano.pt/en/about-us/our-history/> (accessed Oct. 24, 2021).
- [15] OBSERVADOR, "Portuguesa CaetanoBus é primeira na Europa a produzir autocarros movidos a hidrogénio," 2018. <https://observador.pt/2018/09/26/portuguesa-caetanobus-e-primeira-na-europa-a-produzir-autocarros-movidos-a-hidrogenio/> (accessed Oct. 24, 2021).

- [16] CaetanoBus, "Autocarros zero emissões da CaetanoBus têm agora a marca Toyota," 2021. <https://caetanobus.pt/pt/autocarros-zero-emissoes-da-caetanobus-tem-agora-a-marca-toyota/> (accessed Oct. 24, 2021).
- [17] CaetanoBus, "Produtos," 2021. <https://caetanobus.pt/pt/buses/main-projects/> (accessed Oct. 24, 2021).
- [18] MAN Truck and Bus, "Semi-integral bus design (bus bodywork)," 2021. <https://www.mantruckandbus.com/en/company/glossar/semi-integral-design-bus-bodywork.html> (accessed Oct. 31, 2021).
- [19] A. F. Close, "Finite Element Techniques Applied To The Analysis Of Bus Bodies," Faculty of Engineering of the University of Adelaide, 1975.
- [20] P. Galvez *et al.*, "Study of the behaviour of adhesive joints of steel with CFRP for its application in bus structures," *Compos. Part B*, vol. 129, pp. 41–46, 2017, doi: 10.1016/j.compositesb.2017.07.018.
- [21] 3A Composites, "XBODY Lightweight structural," *3A Composites*, p. 6, 2019.
- [22] P. C. N. A. A. Fernandes, A. Ferreira, "LiteBUS," *Sixth Framew. Program.*, pp. 4–7, 2009.
- [23] H. Ning, G. M. Janowski, U. K. Vaidya, and G. Husman, "Thermoplastic sandwich structure design and manufacturing for the body panel of mass transit vehicle," *Compos. Struct.*, vol. 80, 2006, doi: 10.1016/j.compstruct.2006.04.090.
- [24] Proterra, "Innovating Heavy-Duty Electric Transportation from the Inside Out," 2021. <https://www.proterra.com/company/innovation/> (accessed Oct. 31, 2021).
- [25] MAN Truck and Bus, "Integral Design (Bus Bodywork)," 2021. <https://www.mantruckandbus.com/en/company/glossar/integral-design-bus-bodywork.html> (accessed Nov. 07, 2021).
- [26] P. M. S. T. de C. C. Moura Branco, A. Augusto Fernandes, *Fadiga de estruturas soldadas*. 1999.
- [27] John Draper, *Modern Metal Fatigue Analysis*. 2008.
- [28] M. Kamal and M. M. Rahman, "Advances in fatigue life modeling: A review," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 82, no. August 2015, pp. 940–949, 2018, doi: 10.1016/j.rser.2017.09.047.
- [29] J. Schijve, *Fatigue of Structures and Materials*, vol. 297-300 II. 2009. doi: 10.4028/0-87849-978-4.781.
- [30] W. Schütz, "A history of fatigue," *Eng. Fract. Mech.*, vol. 54, no. 2, pp. 263–300, 1996, doi: 10.1016/0013-7944(95)00178-6.
- [31] J. Schijve, "Fatigue of structures and materials in the 20th century and the state of the art," *Int. J. Fatigue*, vol. 25, no. 8, pp. 679–702, 2003, doi: 10.1016/S0142-1123(03)00051-3.
- [32] K. Sobczyk, B. F. Spencer, and S. R. Winterstein, *Random Fatigue: From Data to Theory*, vol. 119, no. 2. 1993. doi: 10.1061/(asce)0733-9399(1993)119:2(415).
- [33] N. Svensson, "Fatigue Analysis with Loads from MBS," KTH Industrial Engineering and Management, 2015.
- [34] M. K. Lee and B. I. G. Barr, "An overview of the fatigue behaviour of plain and fibre reinforced concrete," *Cem. Concr. Compos.*, vol. 26, no. 4, pp. 299–305, 2004, doi: 10.1016/S0958-9465(02)00139-7.

- [35] P. D. Toasa Caiza and T. Ummenhofer, "A probabilistic Stüssi function for modelling the S-N curves and its application on specimens made of steel S355J2+N," *Int. J. Fatigue*, vol. 117, no. June, pp. 121–134, 2018, doi: 10.1016/j.ijfatigue.2018.07.041.
- [36] P. D. Toasa Caiza and T. Ummenhofer, "A probabilistic Stüssi function for modelling the S-N curves and its application on specimens made of steel S355J2+N," *Int. J. Fatigue*, vol. 117, no. June, pp. 121–134, 2018, doi: 10.1016/j.ijfatigue.2018.07.041.
- [37] S. Madhukarj, B. R. Harshith Reddy, G. A. Kumar, and R. P. Naikj, "A Study on Improvement of Fatigue Life of materials by Surface Coatings," *Int. J. Curr. Eng. Technol.*, vol. 8, no. 01, 2018, doi: 10.14741/ijcet.v8i01.10878.
- [38] R. G. Budynas and N. J. Keith, "Elementos de Máquinas de Shigley - Projeto de Engenharia Mecânica." p. 1073, 2011. [Online]. Available: <http://mechfamilyhu.net/download/uploads/mech145022803743.pdf>
- [39] D. Montalvão and A. Wren, "Redesigning axial-axial (biaxial) cruciform specimens for very high cycle fatigue ultrasonic testing machines," *Heliyon*, vol. 3, no. 11, p. e00466, 2017, doi: 10.1016/j.heliyon.2017.e00466.
- [40] R. L. Norton, *Machine Design: An Integrated Approach (4th Edition)*. 2011.
- [41] A. V. . de Forest, "The rate of growth of fatigue cracks," 1936.
- [42] Roymech, "Metal Fatigue and Endurance," 2013. https://roymech.org/Useful_Tables/Fatigue/FAT_Mod_factors.html (accessed Nov. 30, 2021).
- [43] W. L. Ye, S. P. Zhu, X. P. Niu, J. C. He, and Q. Wang, "Fatigue life prediction of notched components under size effect using stress gradient-based approach," *Int. J. Fract.*, vol. 5, 2021, doi: 10.1007/s10704-021-00580-5.
- [44] L. Susmel, "Four stress analysis strategies to use the Modified Wöhler Curve Method to perform the fatigue assessment of weldments subjected to constant and variable amplitude multiaxial fatigue loading," *Int. J. Fatigue*, vol. 67, pp. 38–54, 2014, doi: 10.1016/j.ijfatigue.2013.12.001.
- [45] H. O. Fuchs, R. I. Stephens, and H. Saunders, *Metal Fatigue in Engineering (1980)*, vol. 103, no. 4. 1981. doi: 10.1115/1.3225026.
- [46] WeiBull, "Fatigue and Reliability Analysis with Time-Varying Stress Using the Cumulative Damage Model." <https://www.weibull.com/hotwire/issue200/hottopics200.htm> (accessed Nov. 10, 2021).
- [47] Siemens, "Calculating damage with Miner's Rule," 2019.
- [48] N. E. 1993-1-9 2010, "Norma Portuguesa Eurocódigo 3 – Projecto de estruturas de aço Parte 1-9: Fadiga," *Inst. Port. da Qual.*, 2010.
- [49] C. M. Sonsino, "Fatigue testing under variable amplitude loading," *Int. J. Fatigue*, vol. 29, no. 6, pp. 1080–1089, 2007, doi: 10.1016/j.ijfatigue.2006.10.011.
- [50] A. Moura, P. J. Antunes, J. C. Viana, V. Infante, and L. Sousa, "A Review of Spectral and Conventional Methods for Cycle Counting and Fatigue Life Estimation: Extension to Finite Element Analysis," no. June, pp. 233–246, 2017.
- [51] G. Alencar and J. A. F. O. Correia, "A user-friendly tool for fatigue assessment of steel structures according to Eurocode 3," *New Trends Integrity, Reliab. Fail.*, no. July 2016, pp. 1–9, 2016.
- [52] G. M. Teixeira, "Random vibration fatigue - A study comparing time domain and frequency

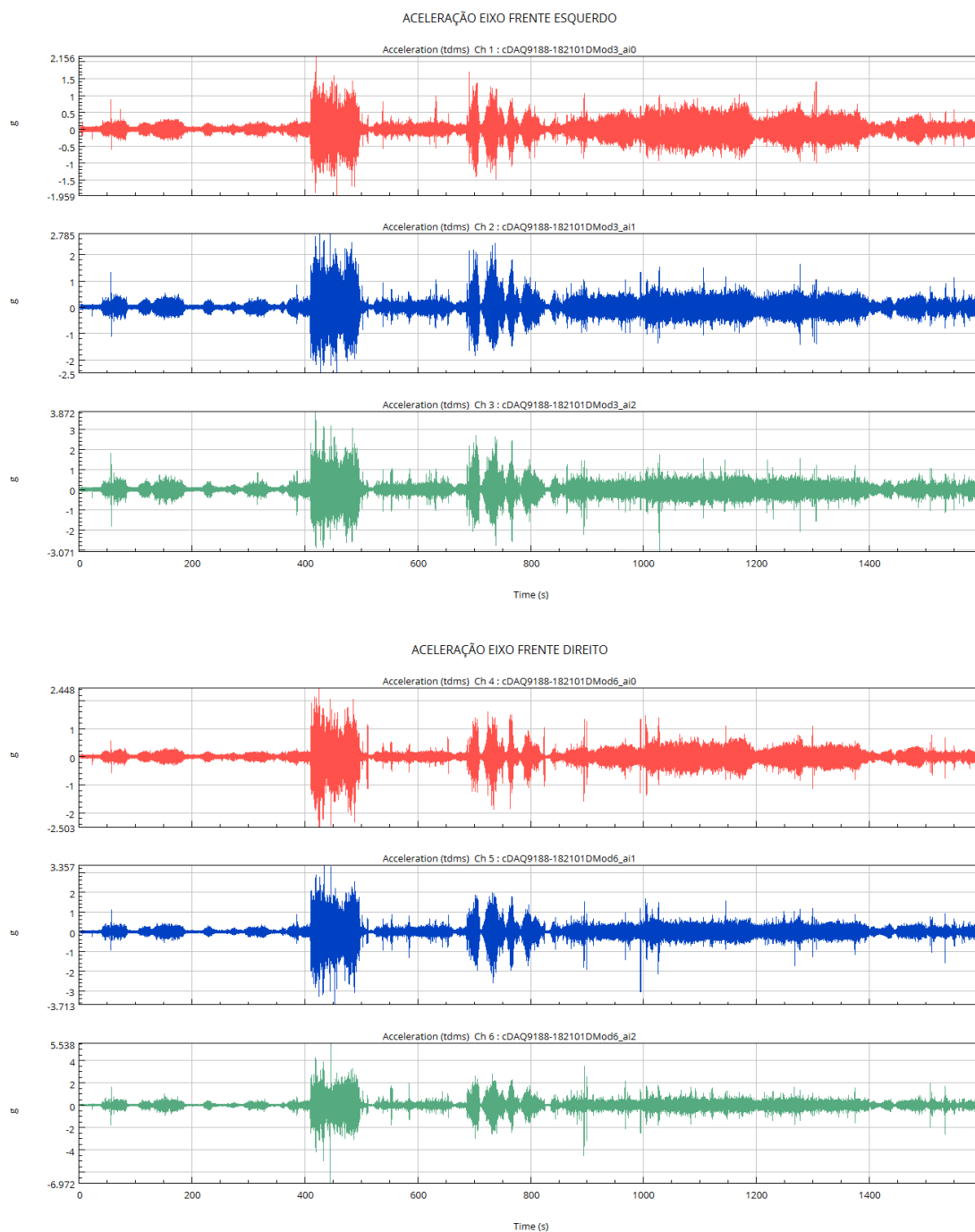
- domain approaches for automotive applications,” *SAE Tech. Pap.*, vol. 1, 2014, doi: 10.4271/2014-01-0923.
- [53] A. Halfpenny and F. Kihm, “Rainflow Cycle Counting And Acoustic Fatigue Analysis Techniques For Random Loading,” *10th Int. Conf. Recent Adv. Struct. Dyn.*, 2010, [Online]. Available: <http://f1000.com/work/item/2907600/resources/2155739/pdf>
- [54] S. I. Moon, I. J. Cho, and D. Yoon, “Fatigue life evaluation of mechanical components using vibration fatigue analysis technique,” *J. Mech. Sci. Technol.*, vol. 25, no. 3, pp. 631–637, 2011, doi: 10.1007/s12206-011-0124-6.
- [55] J. B. Anderson, “Frequency domain vibration analysis of commercial vehicles based on a modular Finite Element library,” *SAE Tech. Pap.*, no. 724, 2003, doi: 10.4271/2003-01-3415.
- [56] A. Halfpenny, “Frequency domain approach for fatigue life estimation from finite element analysis,” *Key Eng. Mater.*, vol. 167, no. Damas 99, pp. 401–410, 1999, doi: 10.4028/www.scientific.net/kem.167-168.401.
- [57] C. Osgood, *Fatigue Design*. 1982.
- [58] Y. Lee, J. Pan, R. Hathaway, and M. Barkey, *Fatigue Testing Analysis and Design: Theory and Applications*, vol. 29, no. 23. 2004.
- [59] D. N. Bichop and D. F. Sherratt, “Finite Element Based Fatigue Calculation,” *Occup. Environ. Med.*, vol. 67, no. 4, pp. 218–219, 2010, doi: 10.1136/oem.2009.050047.
- [60] J. N. Reddy, *Energy Principles and Variational Methods in Applied Mechanics*. 2002.
- [61] R. G. Brown and P. Y. C. Hwang, *Introduction to Random signals and Applied Kalman Filtering*, vol. 53, no. 9. 2013.
- [62] T. Dirlik and D. Benasciutti, “Dirlik and Tovo-Benasciutti Spectral Methods in Vibration Fatigue : A Review with a Historical Perspective,” 2021.
- [63] P. Dong and J. K. Hong, “Analysis of hot spot stress and alternative structural stress methods,” 2016.
- [64] P. Dong, “A robust structural stress method for fatigue analysis of offshore/marine structures,” *J. Offshore Mech. Arct. Eng.*, vol. 127, no. 1, pp. 68–74, 2005, doi: 10.1115/1.1854698.
- [65] Z. Barsoum, J. Samuelsson, B. Jonsson, and A. Björkblad, “Fatigue design of lightweight welded vehicle structures: Influence of material and production procedures,” *Proc. Inst. Mech. Eng. Part B J. Eng. Manuf.*, vol. 226, no. 10, pp. 1736–1744, 2012, doi: 10.1177/0954405412458046.
- [66] I. Lotsberg and G. Sigurdsson, “Hot Spot Stress S-N Curve for Fatigue Analysis of Plated,” vol. 128, no. November 2006, pp. 330–336, 2015, doi: 10.1115/1.2355512.
- [67] M. AYĞÜL, “Fatigue Analysis of Welded Structures Using the Finite Element Method,” *Struct. Dyn.*, pp. 371–387, 2019, doi: 10.1007/978-3-319-94743-3_15.
- [68] P. Heyes and J. Mentley, “Fatigue Analysis of Seam Welded Structures using nCode DesignLife,” *nCode*, pp. 1–21, 2013.
- [69] Z. Tahir, R. Aso, T. Yates, M. Bell, and A. Muse, “Aluminium weld fatigue: From characterisation to design rules,” *Procedia Eng.*, vol. 213, no. 2017, pp. 549–570, 2018, doi: 10.1016/j.proeng.2018.02.051.
- [70] SAE, *SAE Fatigue Design Handbook 3d Edition*. 1997.

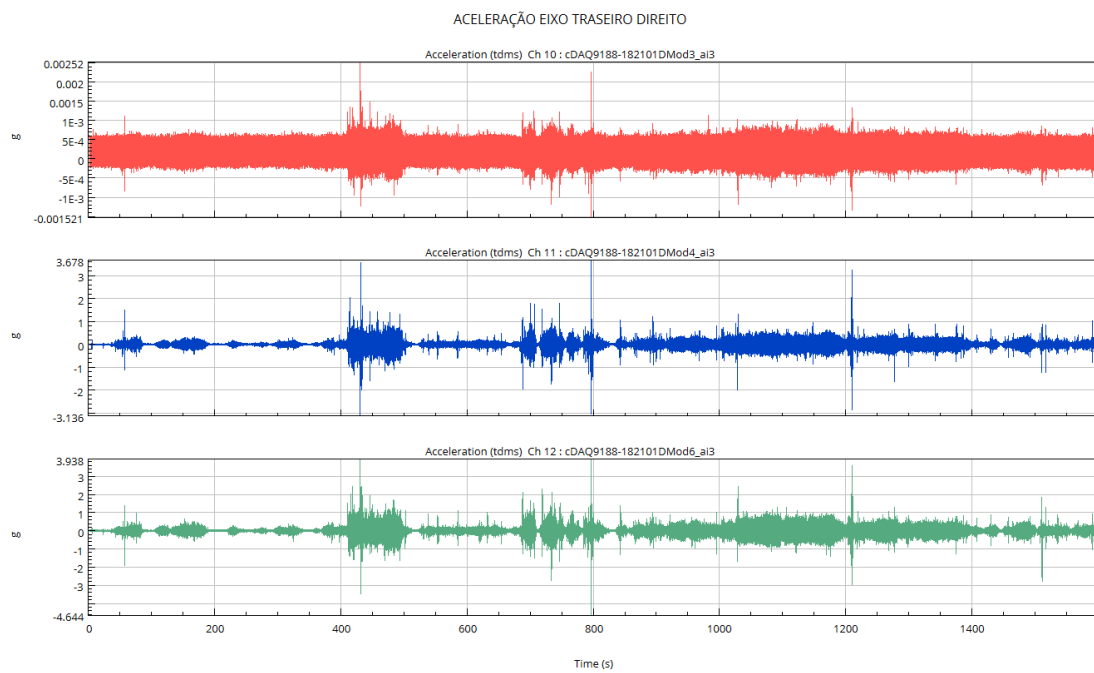
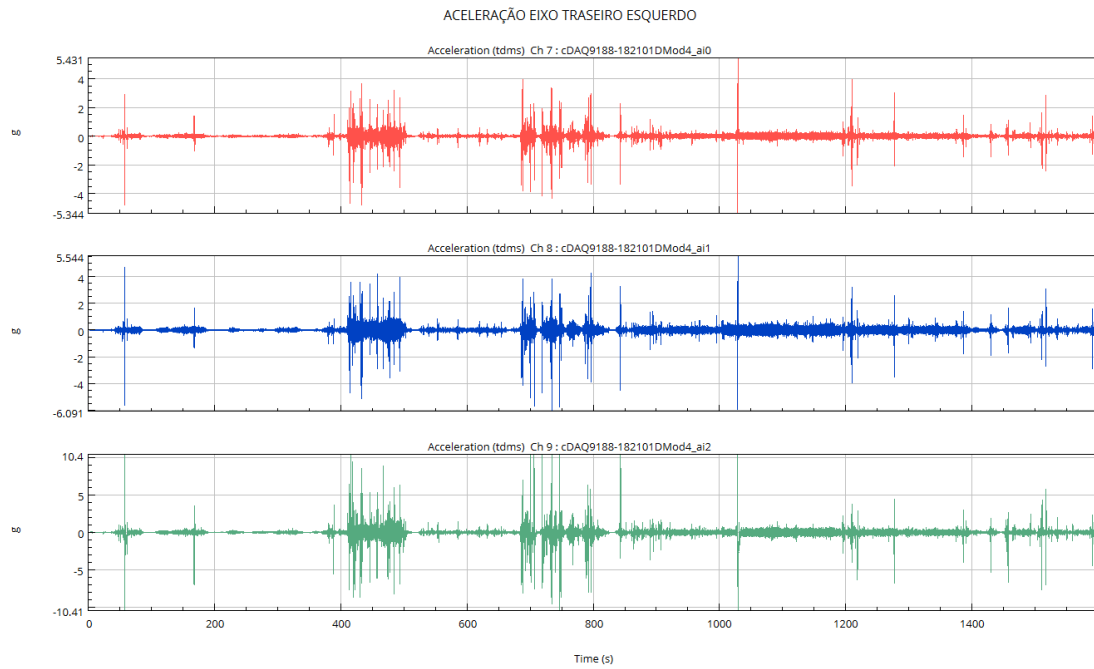
- [71] M. Kepka, "Design, service and testing grounds stress spectra and their using to fatigue life assessment of bus bodyworks," *MATEC Web Conf.*, vol. 165, pp. 1–6, 2018, doi: 10.1051/mateconf/201816517007.
- [72] V. Kliman, M. Kepka, and J. Václavík, "Influence of scatter of cyclic properties of material on operational endurance of construction," *Kov. Mater.*, vol. 48, no. 6, pp. 367–378, 2010, doi: 10.4149/km-2010-6-367.
- [73] R. T. Dewa, M. Kepka, and M. Kepka, "Statistical approaches on the design of fatigue stress spectra for bus structures," *SN Appl. Sci.*, vol. 1, no. 11, pp. 1–10, 2019, doi: 10.1007/s42452-019-1397-0.
- [74] M. Kepka and M. Kepka, "Parametric calculations of fatigue life of critical part of trolleybus rear axle," *Procedia Eng.*, vol. 213, no. 2017, pp. 227–238, 2018, doi: 10.1016/j.proeng.2018.02.024.
- [75] M. Kepka and Miloslav Kepka Jr., "Parametric Calculations Of Allowable Operating Stresses In Vehicle Components Under Fatigue Loads," no. July, pp. 241–254, 2016.
- [76] X. Zeng, Y. Jiang, and Z. Fan, "Analysis of random vibration fatigue of aluminum alloy beam with a hole based on frequency domain method," *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, vol. 1043, no. 5, 2021, doi: 10.1088/1757-899X/1043/5/052013.
- [77] S. Kumar P, V. Suryavanshi, M. Manikandan, and B. Sreedhar, "Structural fatigue strength evaluation of commercial vehicle structures by calculating damage due to road load inputs," *SAE Tech. Pap.*, vol. 5, 2013, doi: 10.4271/2013-26-0139.
- [78] Instituto Português da Qualidade, "Eurocódigo 3 - Projeto de estruturas de aço, Parte 1-8: Projecto de ligações," *Inst. Port. da Qual.*, p. 146, 2010.
- [79] Ansys, *Ansys 2023 R1- Mesh User Guide*. 2023.
- [80] J. Montgomery, "Methods for Modeling Bolts in the Bolted Joint," *ANSYS User's Conf.*, no. Figure 2, p. 15, 2002.
- [81] J. Bocko, P. Lengvarský, and R. Huňady, "Possibilities of modelling the bolts in program ANSYS," *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, vol. 776, no. 1, 2020, doi: 10.1088/1757-899X/776/1/012021.
- [82] Harish Radhakrishnan, "How to Mesh and Simulate Welds with Ansys Mechanical," *ANSYS BLOG*, 2021. <https://www.ansys.com/blog/how-to-simulate-welds> (accessed Mar. 01, 2023).
- [83] B. & Kjaer, "Structural Testing- Part 1 Mechanical Mobility Measurements," *Struct. Test.*, pp. 1–47, 1988.
- [84] INTERNATIONAL STANDARD, "ISO 8608," *Int. Organ. Stand.*, 1995.
- [85] Z. Liu *et al.*, "Global-local fatigue assessment of an ancient riveted metallic bridge based on submodelling of the critical detail," *Fatigue Fract. Eng. Mater. Struct.*, vol. 42, no. 2, pp. 546–560, 2019, doi: 10.1111/ffe.12930.
- [86] F. N. Kudu, Ş. Uçak, G. Osmancikli, T. Türker, and A. Bayraktar, "Estimation of damping ratios of steel structures by operational modal analysis method," *J. Constr. Steel Res.*, vol. 112, pp. 61–68, 2015, doi: 10.1016/j.jcsr.2015.04.019.
- [87] Harish Radhakrishnan, "What is APDL?," 2022. <https://www.ansys.com/blog/what-is-apdl> (accessed Jun. 28, 2023).
- [88] Ansys, *Ansys nCode 2023 R1 User guide*. 2023.

- [89] A. Halfpenny and F. Kihm, "Environmental Accelerated Testing. Use of Virtual Test to Extend Physical Approach," 2008.

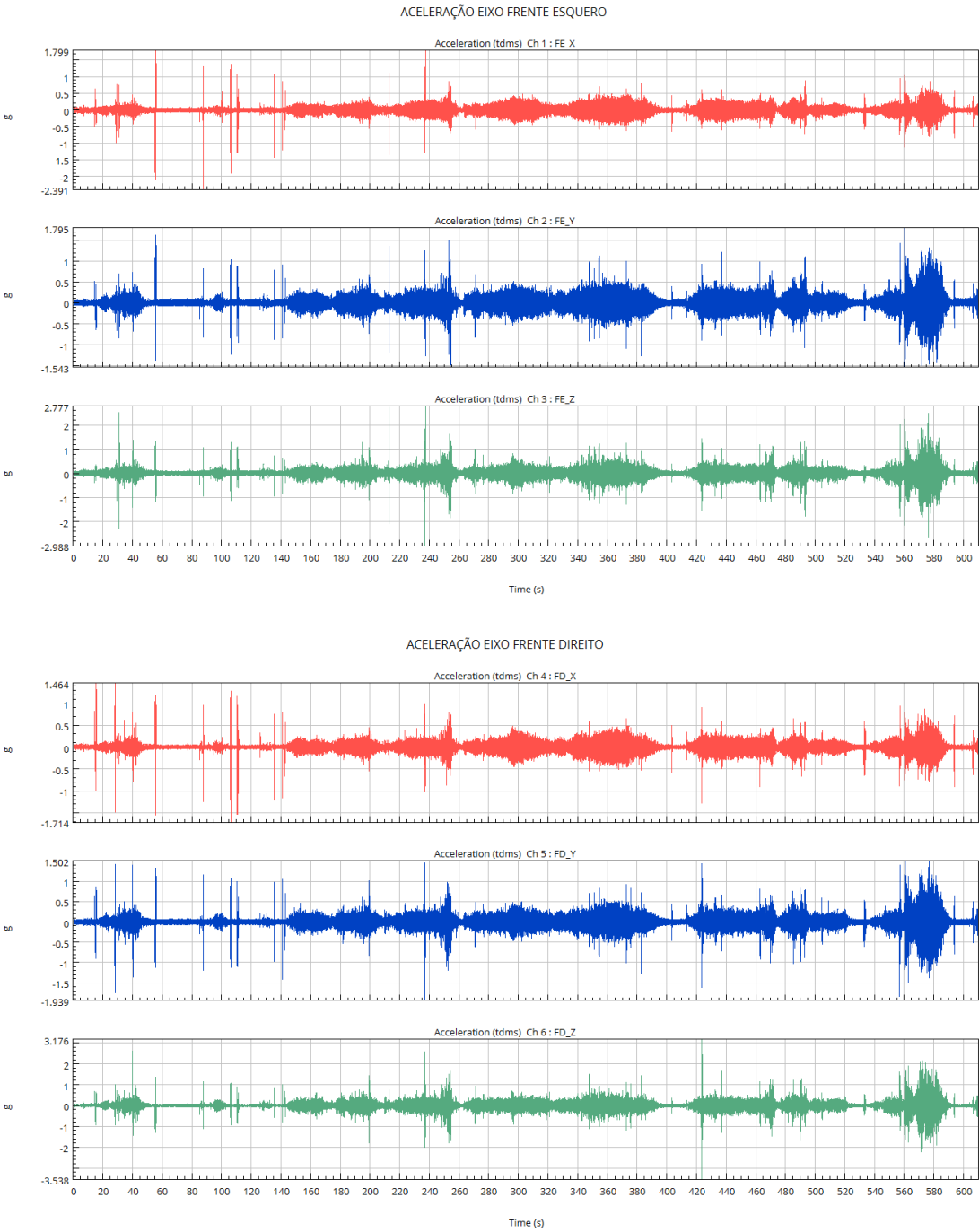
APÊNDICE A- ACELERAÇÕES MEDIDAS NOS APOIOS PARA OS 3 PERCURSOS

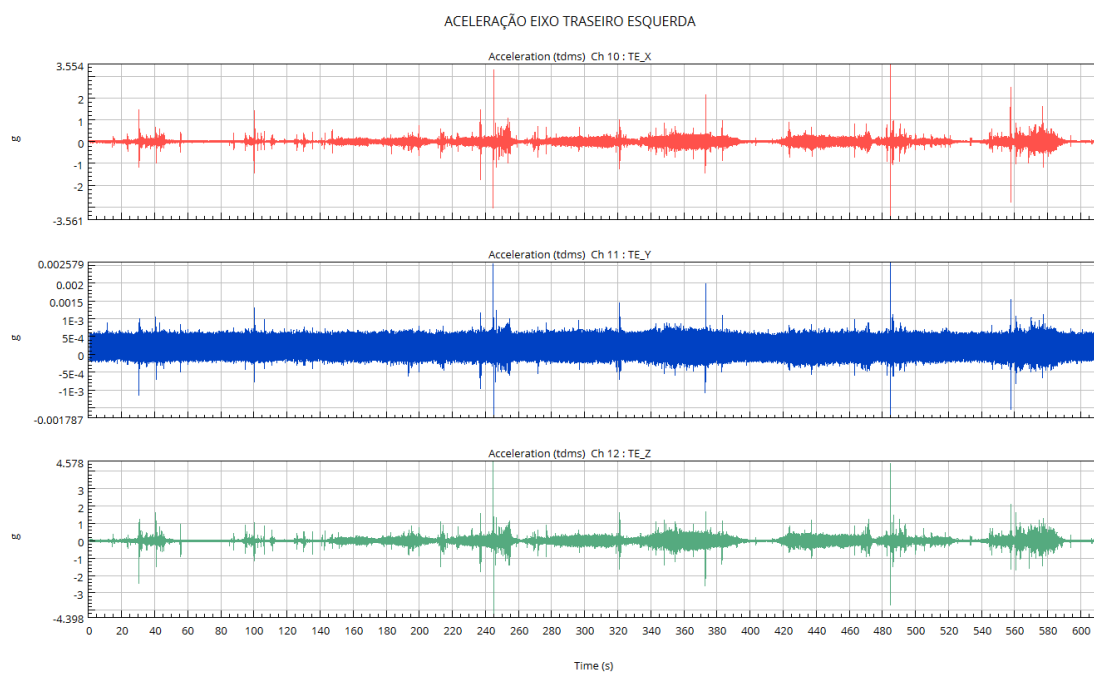
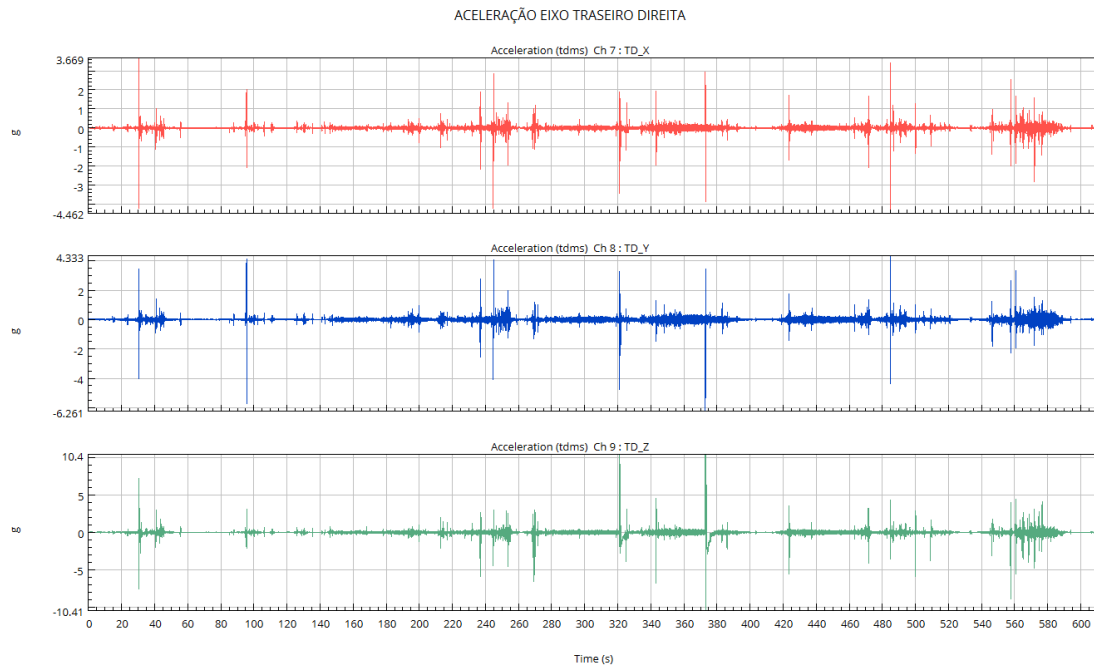
Percurso 1:



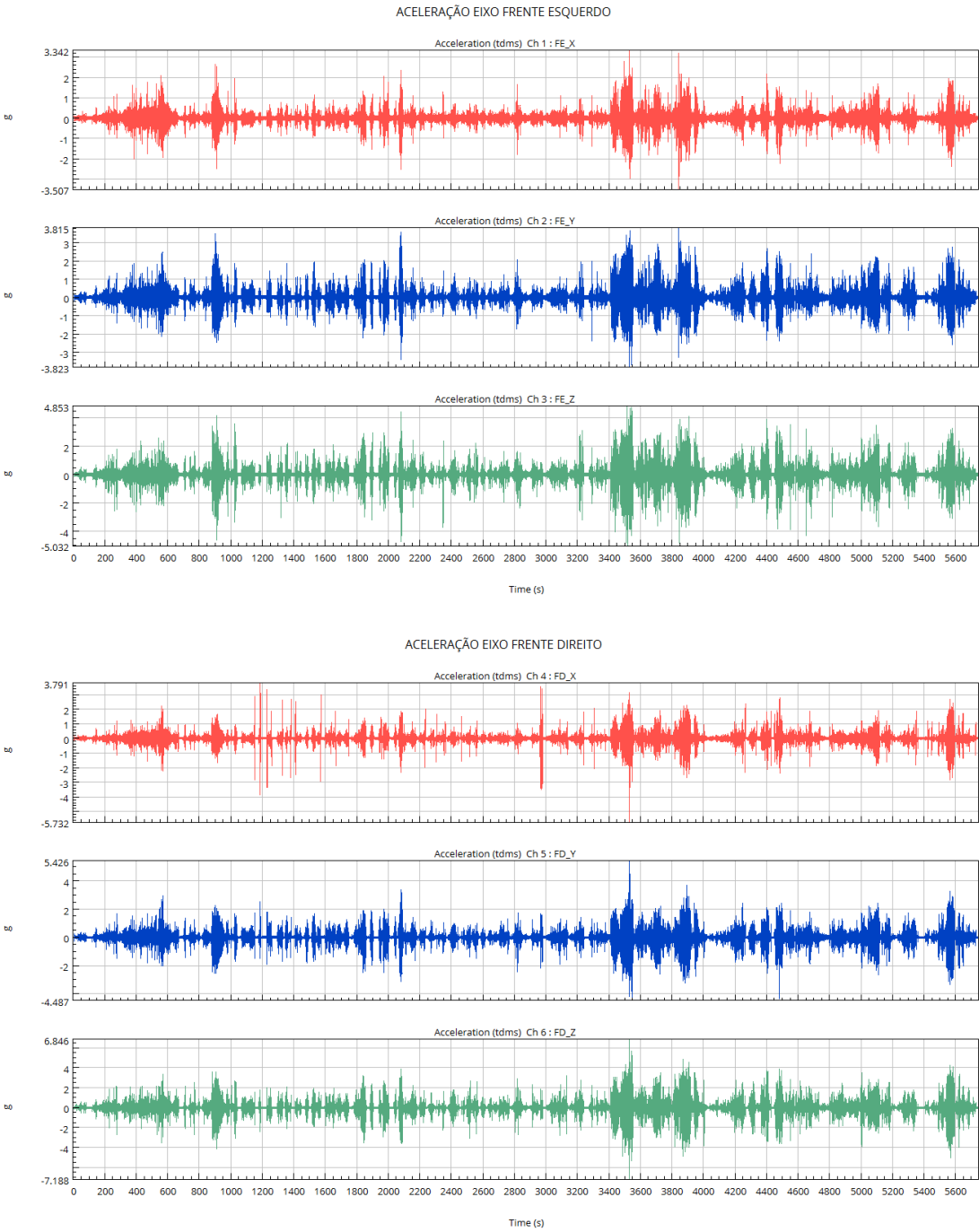


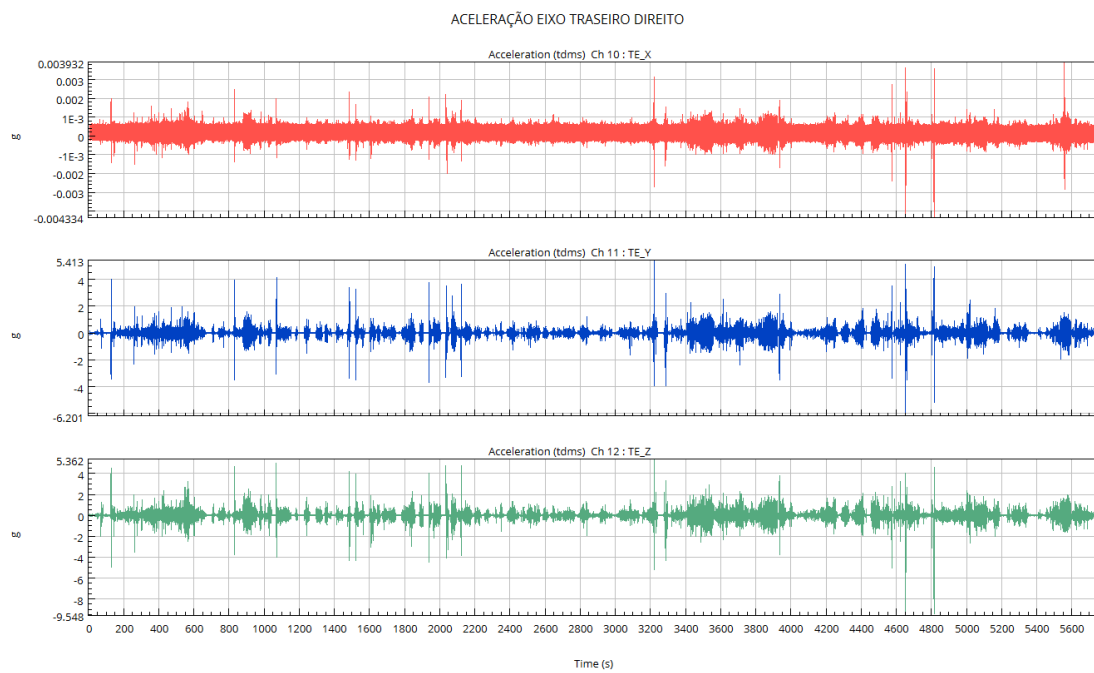
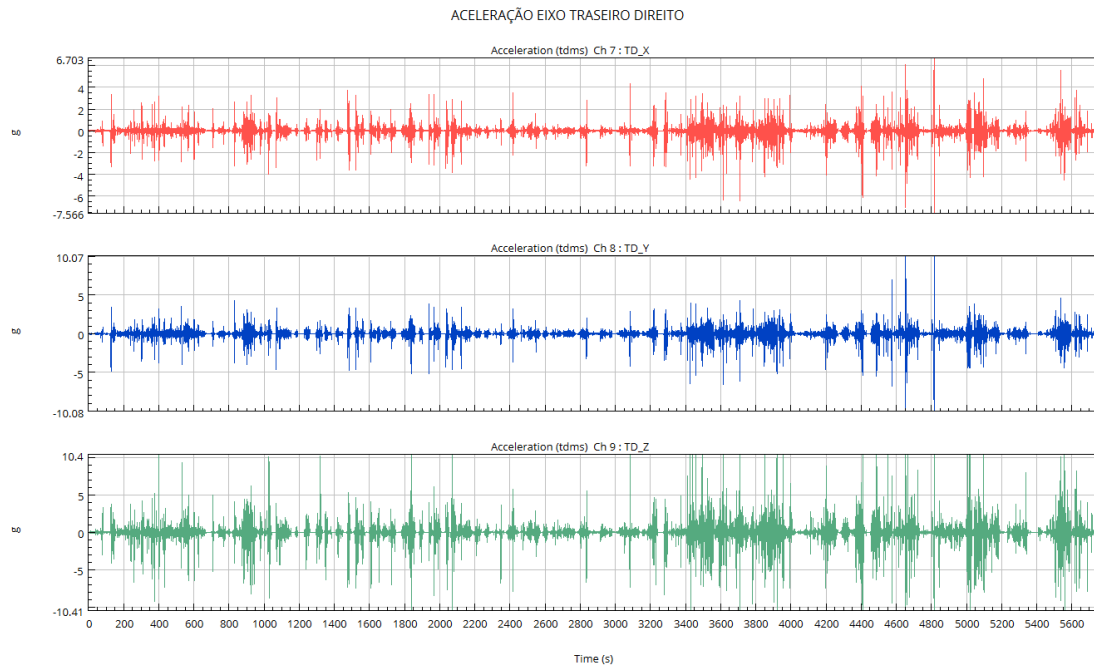
Percurso 2:





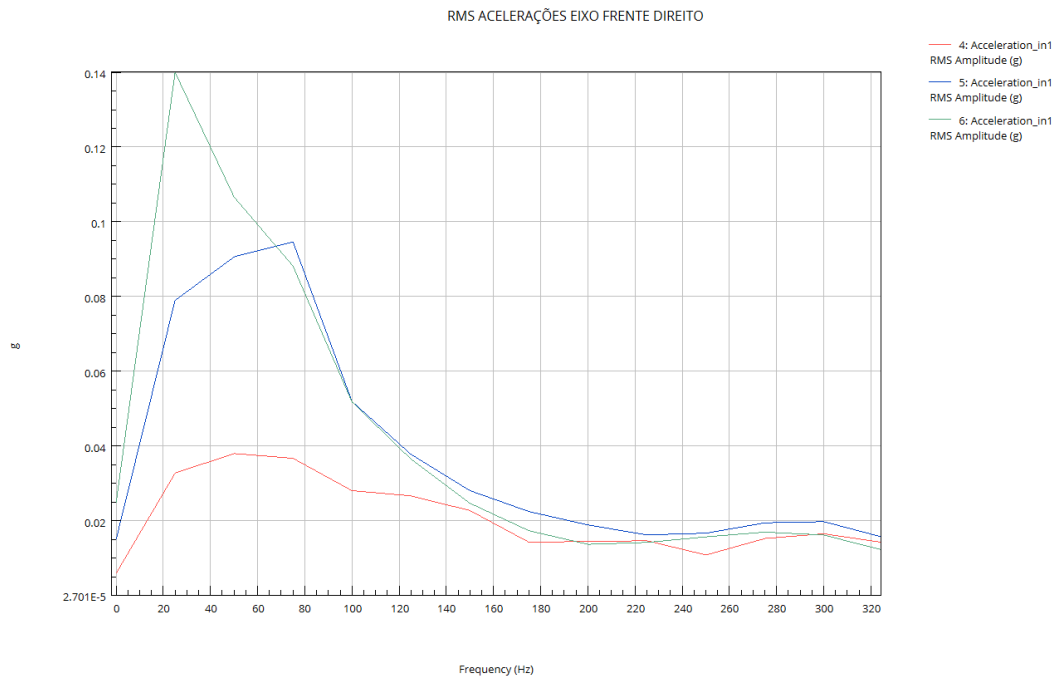
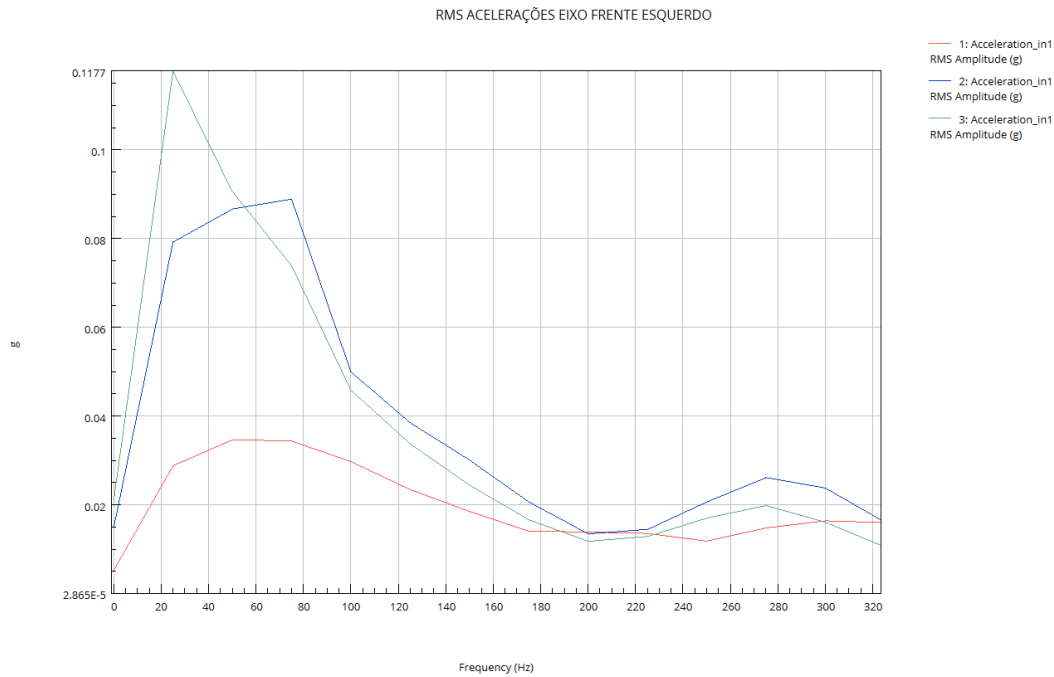
Percurso 3:

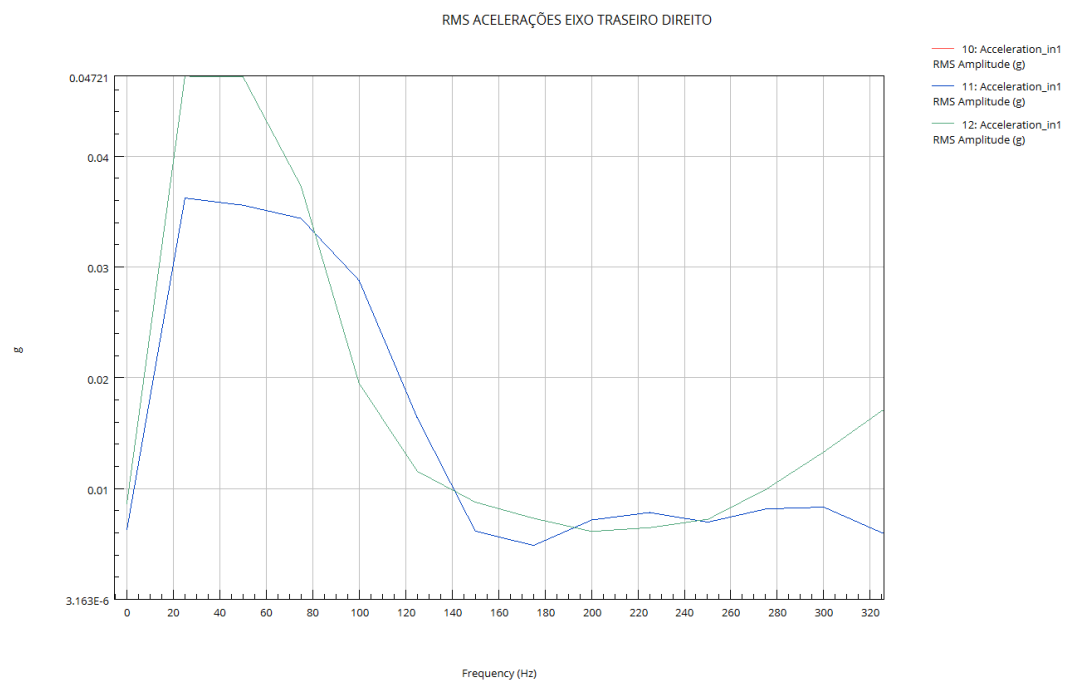
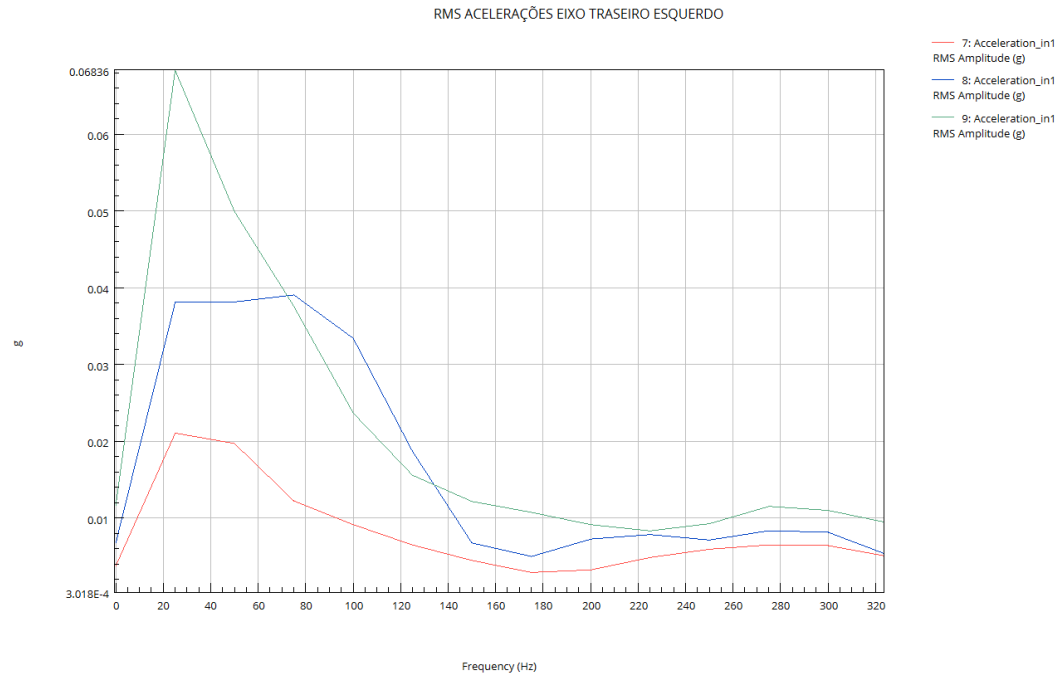




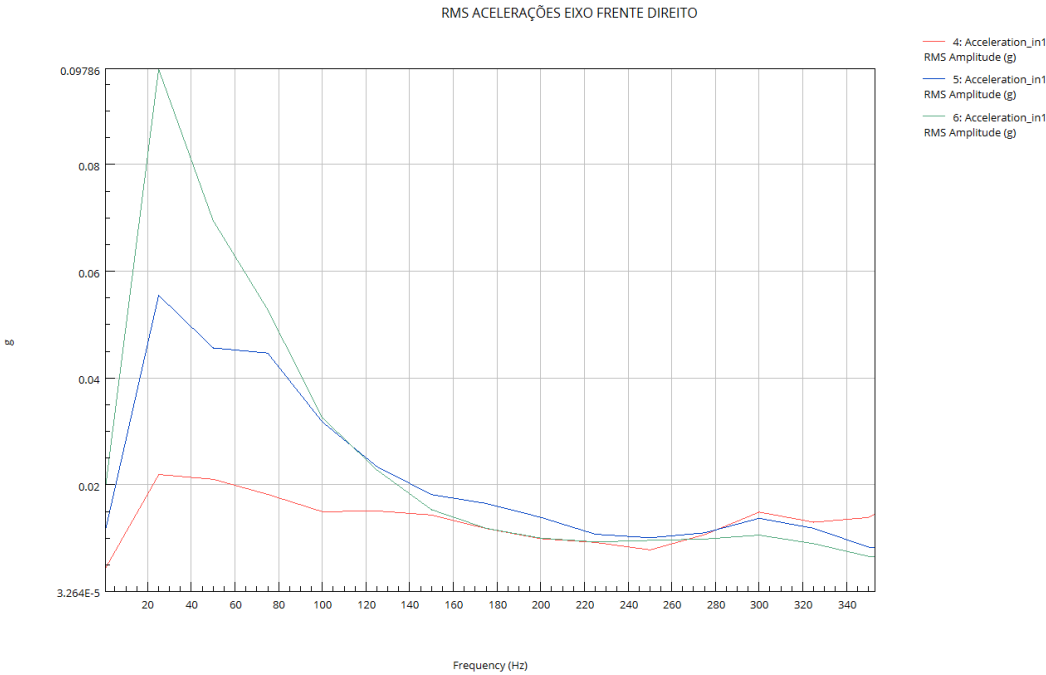
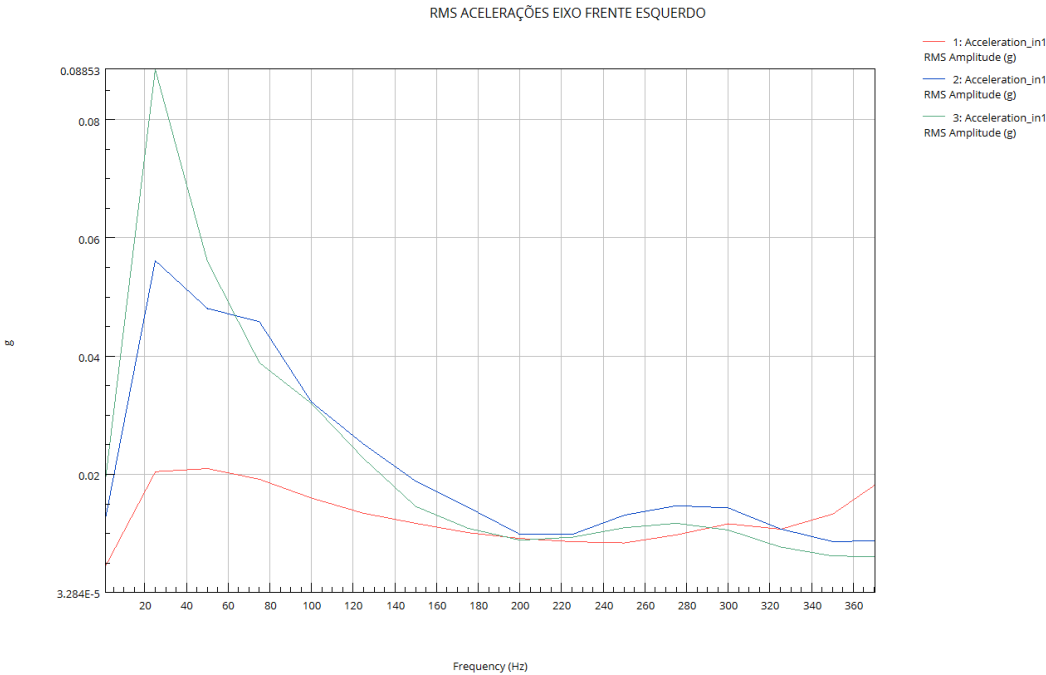
APÊNDICE B- AMPLITUDE DE ACELERAÇÃO RMS PARA OS 3 PERCURSOS

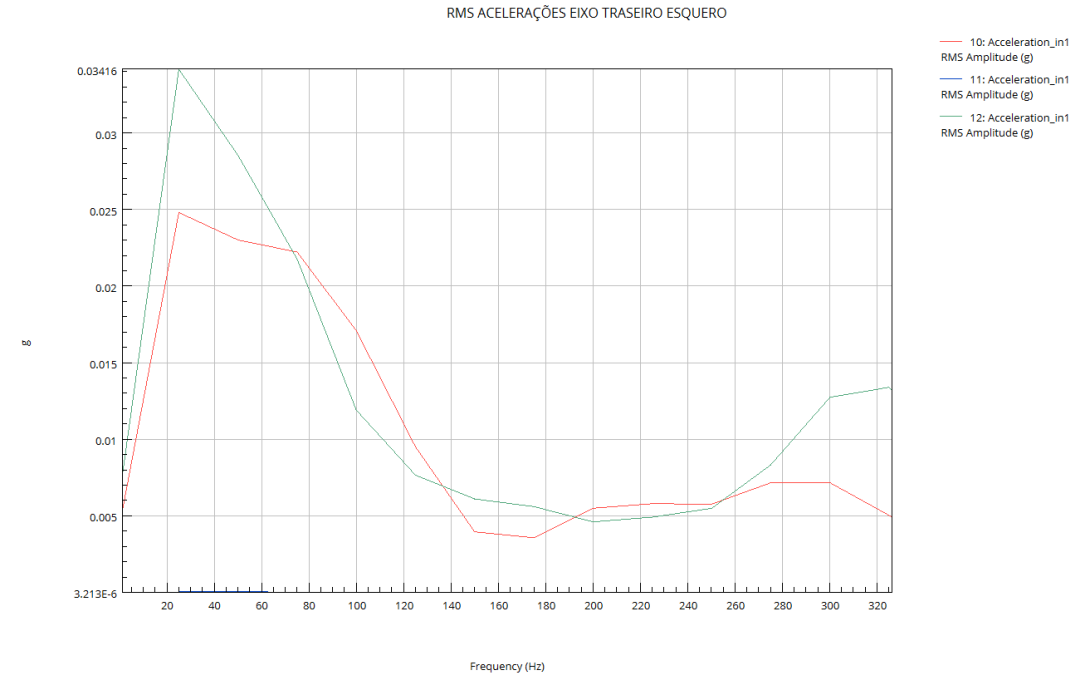
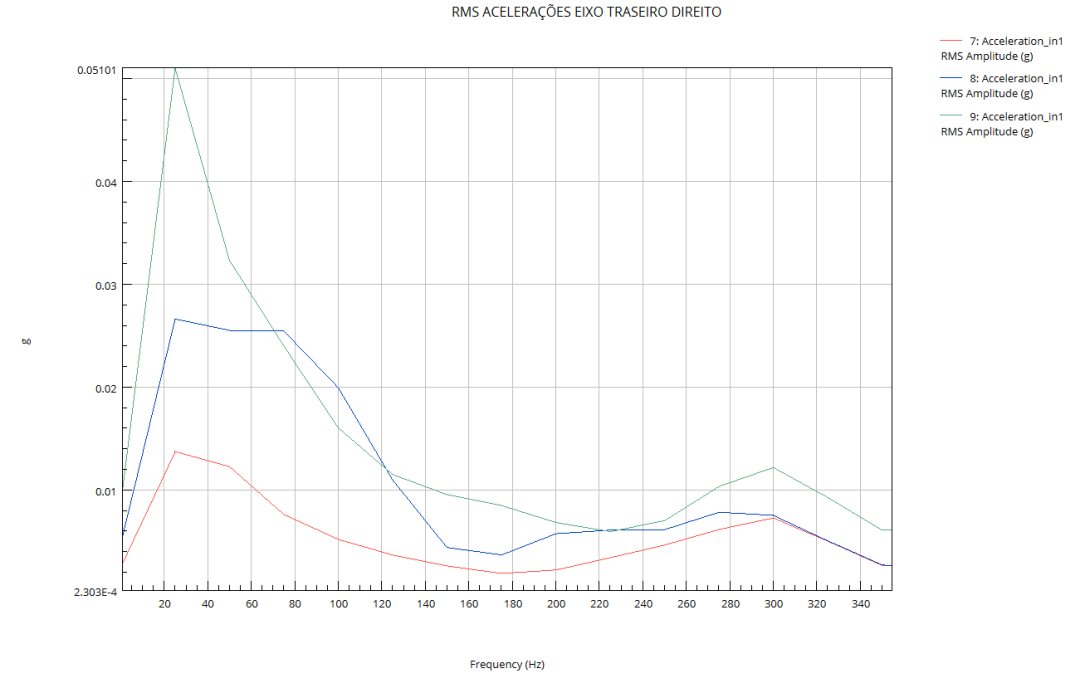
Percurso 1:



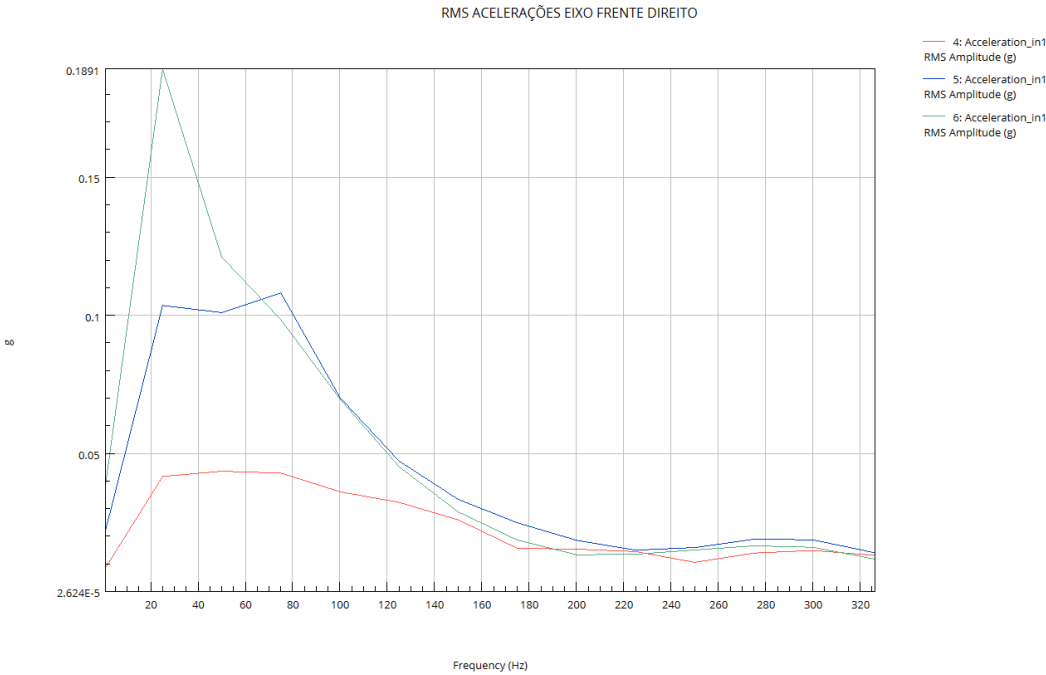
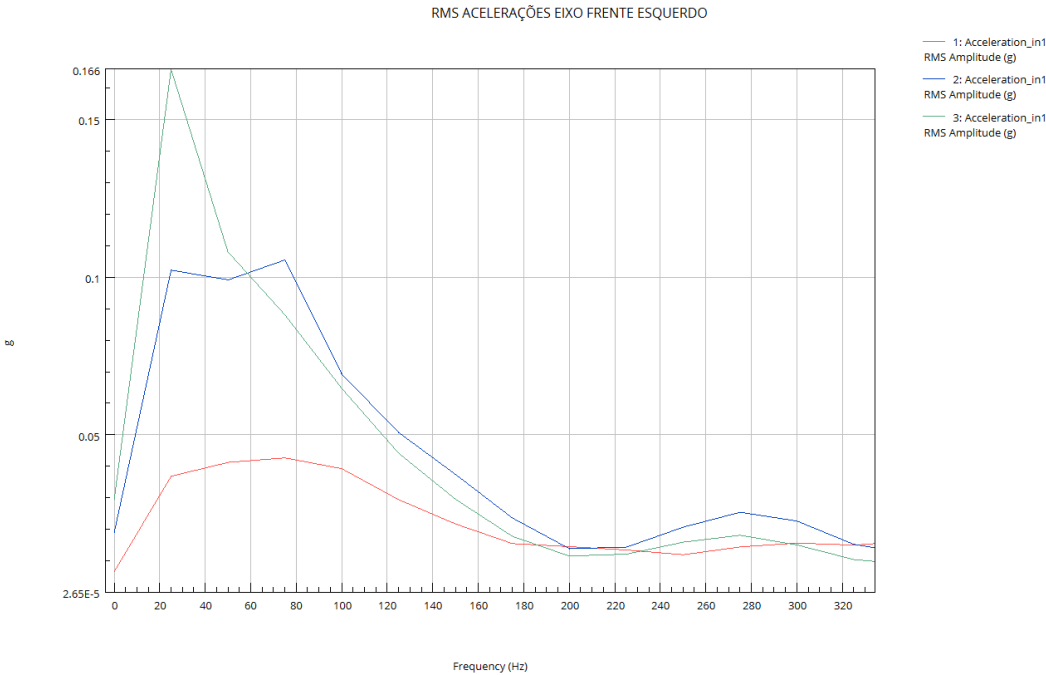


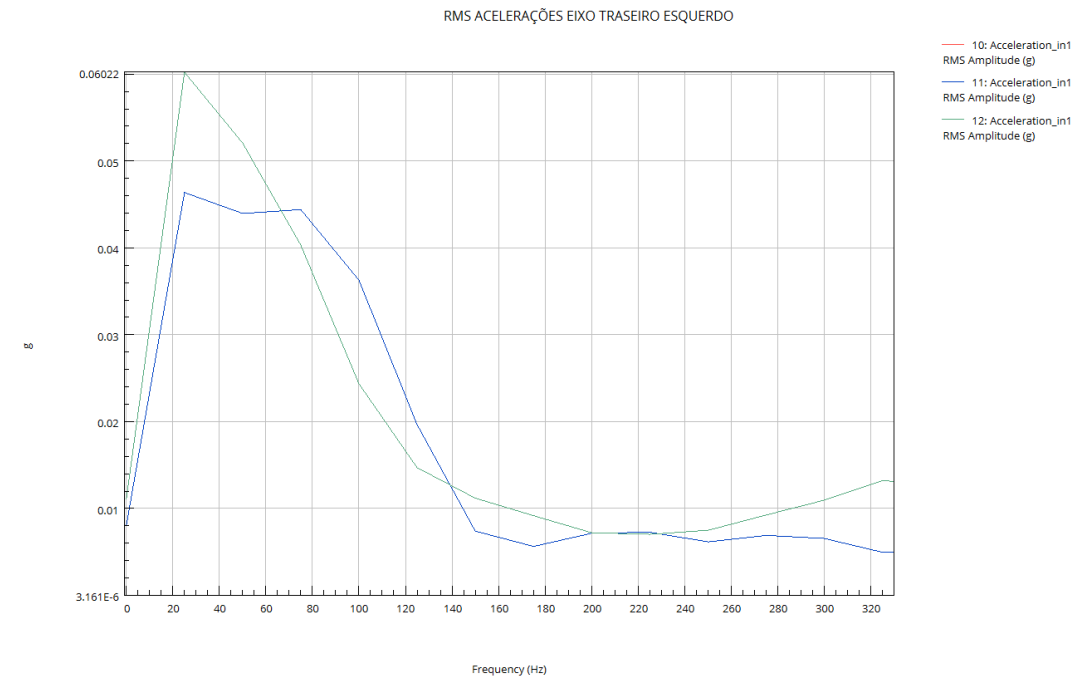
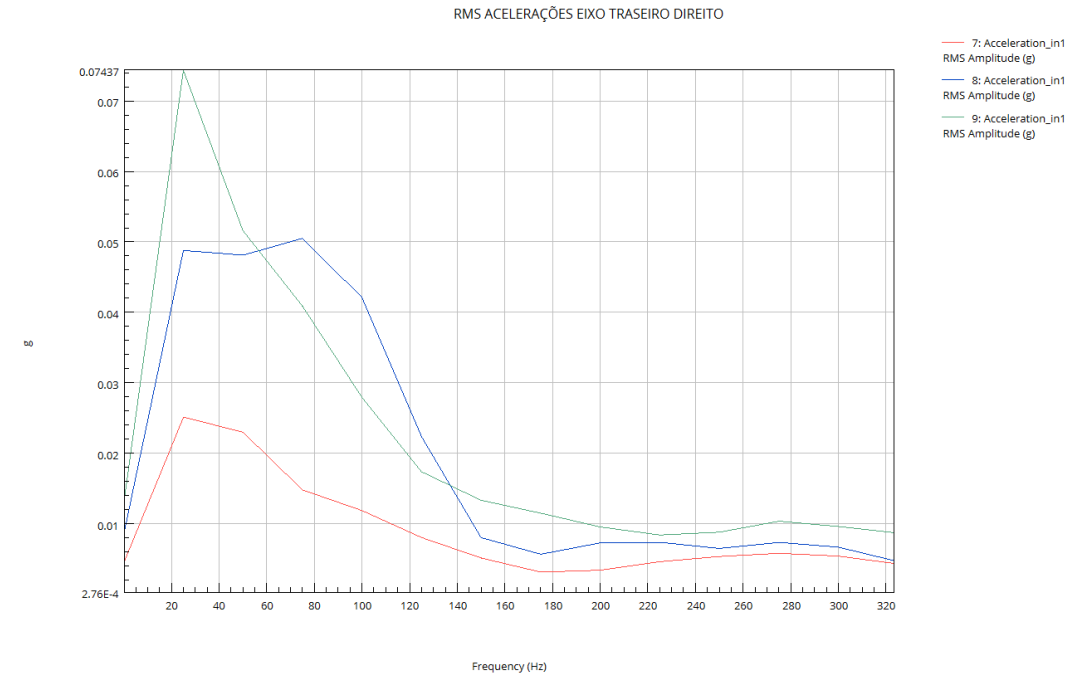
Percurso 2:





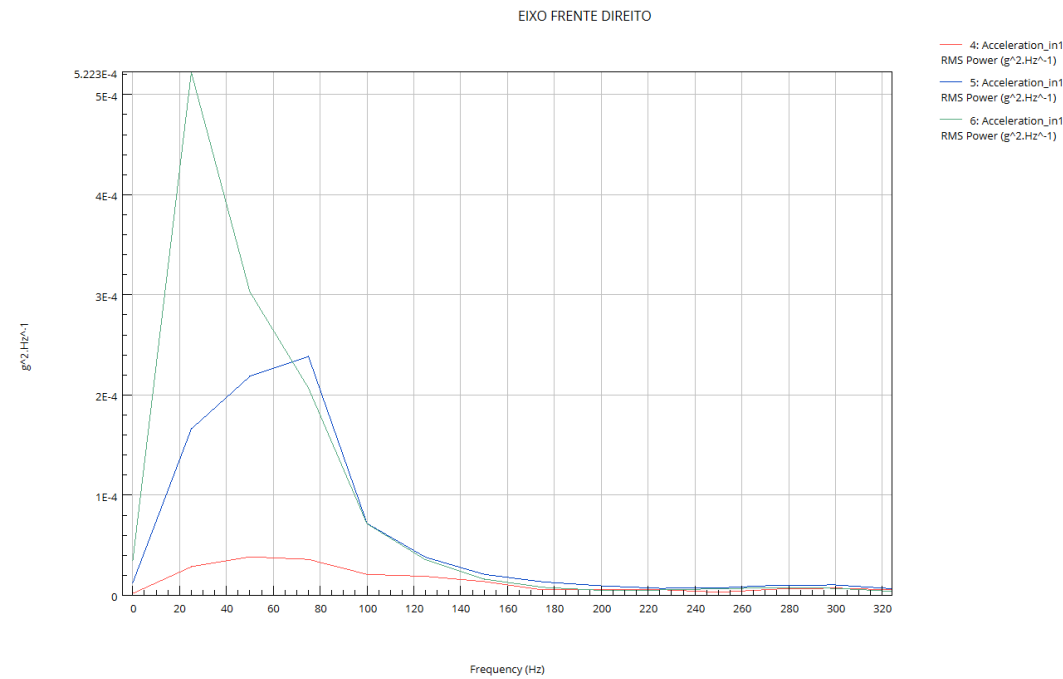
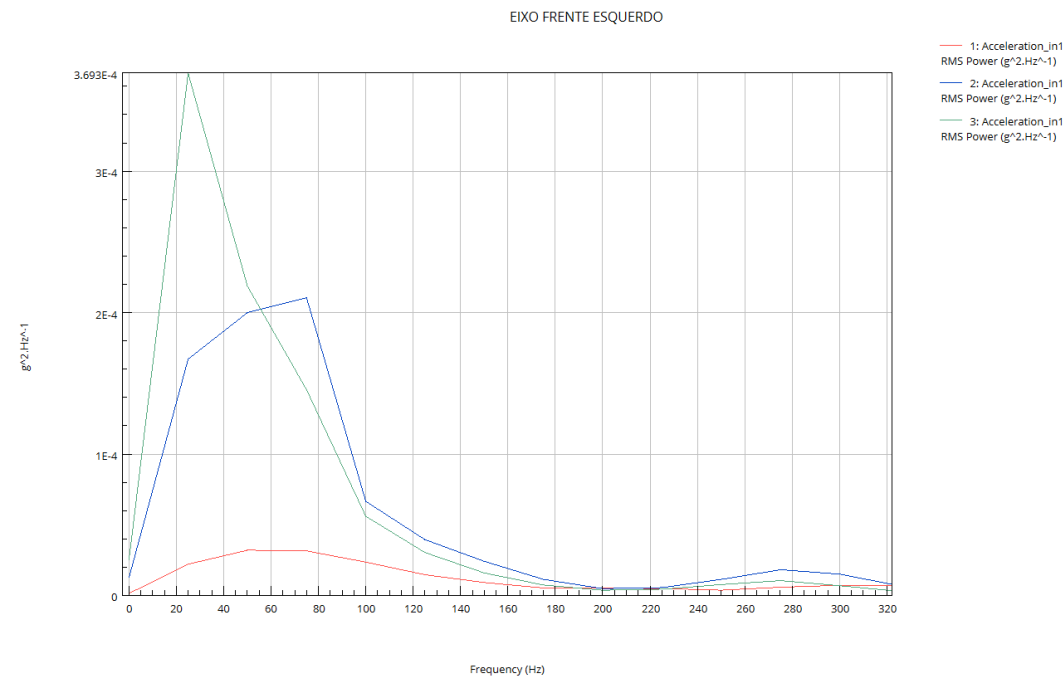
Percurso 3:

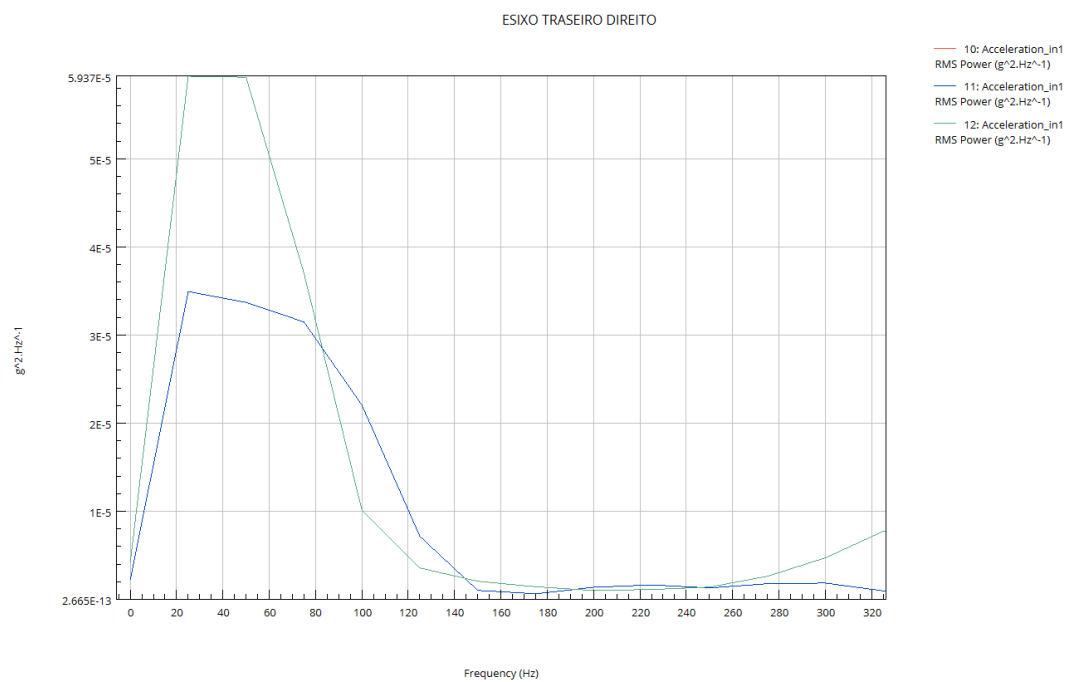
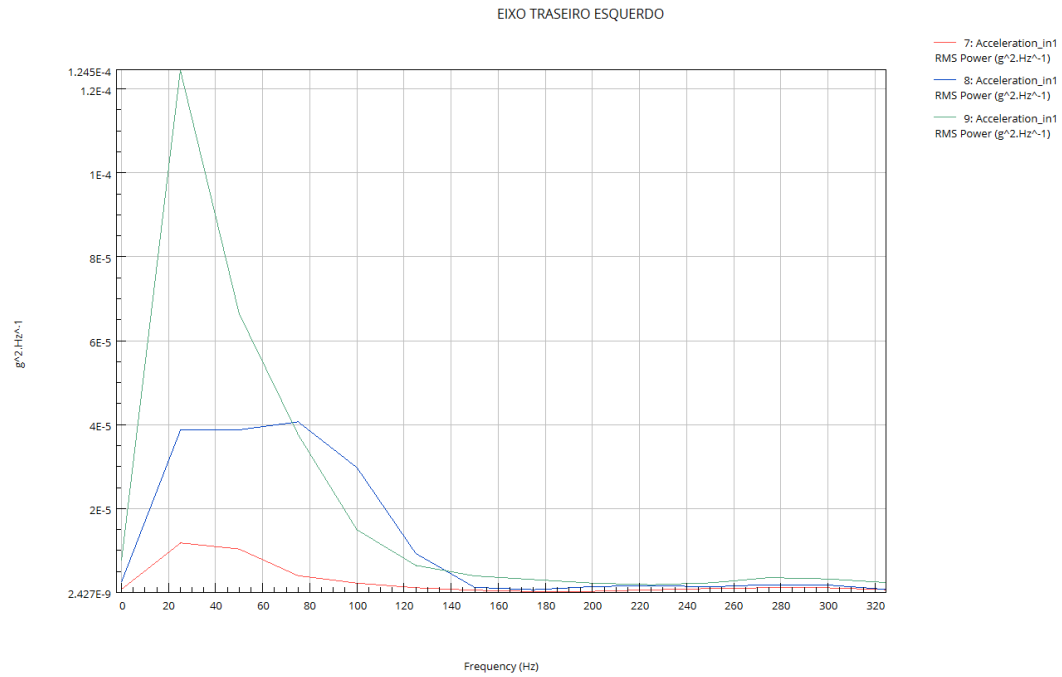




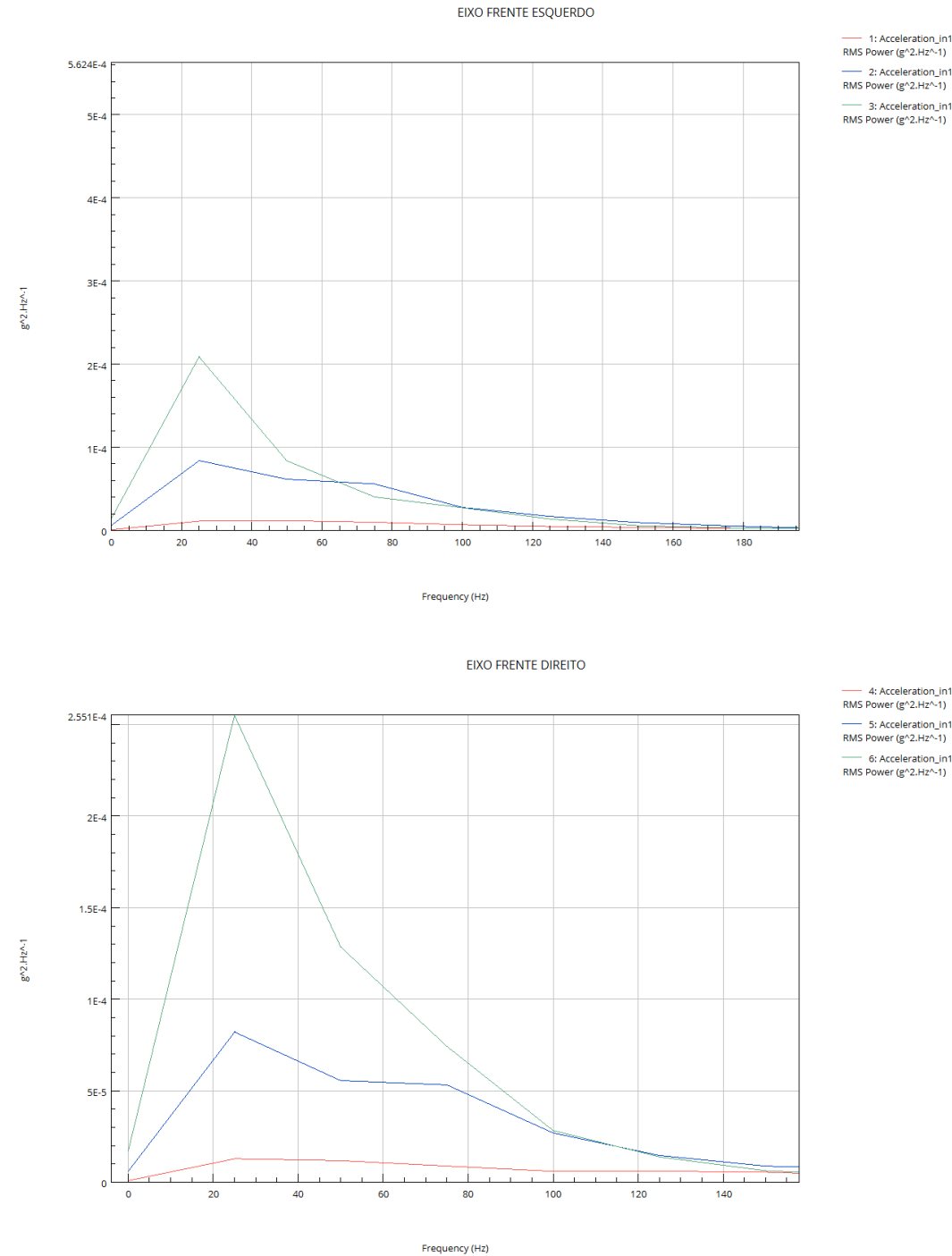
APÊNDICE C- ESPETROS PSD DAS ACELERAÇÕES MEDIDOS NOS APOIOS PARA OS 3 PERCURSOS

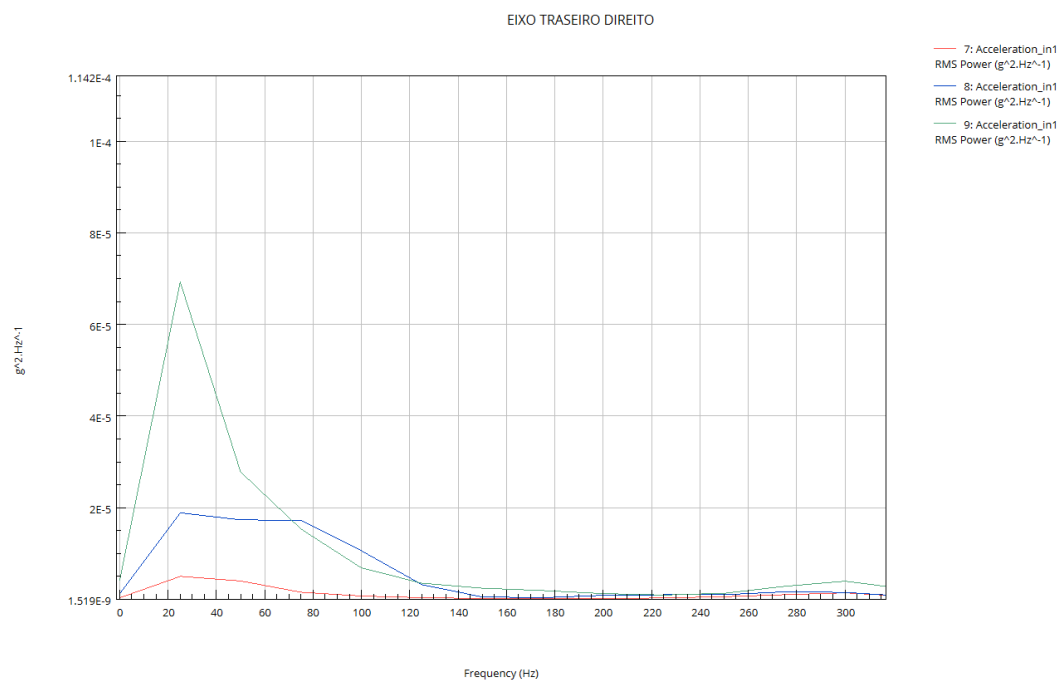
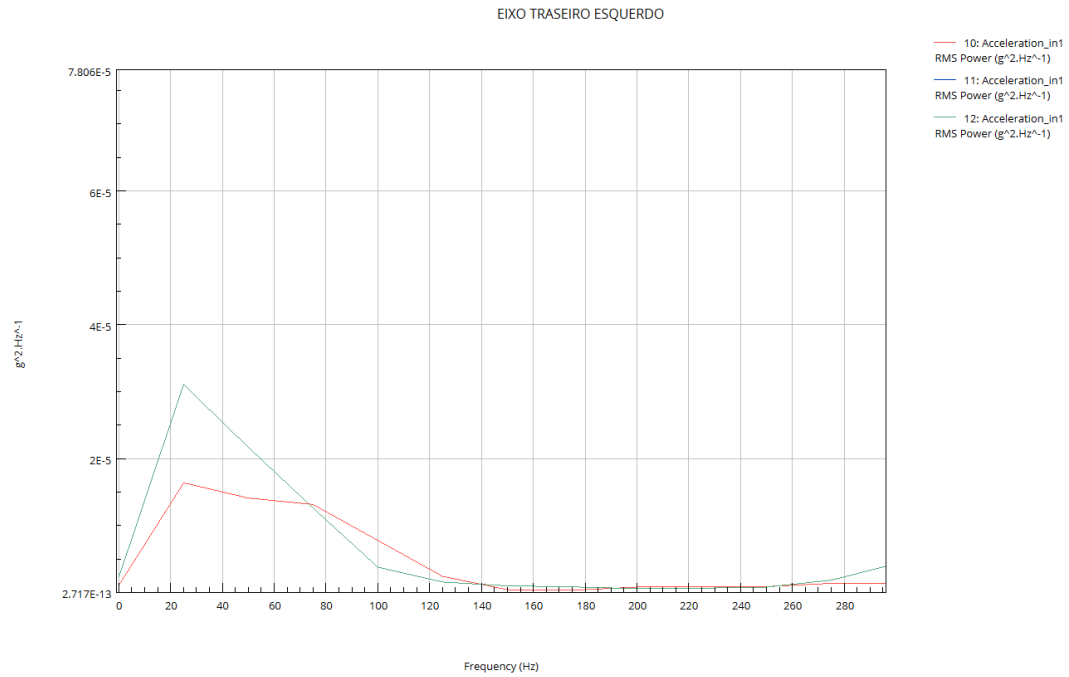
Percurso 1:





Percurso 2:





Percurso 3:

