

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

MODELAGEM DINÂMICA DE VIATURAS BLINDADAS E AVALIAÇÃO RELATIVA À  
VIBRAÇÃO DE CORPO INTEIRO, NÍVEIS DE TRANSMISSIBILIDADE E VIBRAÇÃO DE  
IMPACTO NA COLUNA VERTEBRAL

por

Mário Fedatto Neto

Dissertação para obtenção do Título de  
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, Outubro de 2018.

MODELAGEM DINÂMICA DE VIATURAS BLINDADAS E AVALIAÇÃO RELATIVA À  
VIBRAÇÃO DE CORPO INTEIRO, NÍVEIS DE TRANSMISSIBILIDADE E VIBRAÇÃO DE  
IMPACTO NA COLUNA VERTEBRAL

por

Mário Fedatto Neto  
Engenheiro Mecânico

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos

Orientador: Prof. Dr. Herbert Martins Gomes

Aprovada por:

Prof. Dr. Airton dos Santos Alonço ..... PPGEA/UFSM

Prof. Dr. Luis Roberto Centeno Drehmer ..... UNISINOS

Prof. Dr. Walter Jesus Paucar Casas ..... PROMEC/UFRGS

Prof. Dr. Eduardo André Perondi  
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 26 de Outubro de 2018.

*“Algumas pessoas sonham com o sucesso,  
outras levantam cedo e batalham para alcançá-lo”.*

*(Hudson Menezes)*

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço a meus pais, Jaime e Sirlei, por sempre me darem carinho, apoio, estrutura, uma boa educação e a possibilidade de finalizar mais uma etapa; à minha irmã, Fernanda, por me apoiar, auxiliar e divertir em todos os momentos; à minha namorada, Jossielen, pela atenção, suporte e compreensão em todos os dias, desde o início desta jornada.

Agradeço a Deus por me dar capacidade intelectual e emocional diária para finalizar a etapa de Mestrado Acadêmico.

Ao Exército Brasileiro, por ser solícito e disponibilizar, de muito bom grado e interesse, três viaturas blindadas de sua frota para a realização dos testes que culminaram nesta Dissertação. Ao Centro de Instrução de Blindados (CI Bld), em Santa Maria/RS, pela diligência durante os dias que estivemos no local.

À Universidade Federal do Rio Grande do Sul, por ser de alta qualidade, disponibilizar de bons professores, estrutura para aprendizado e uma lição para a vida inteira.

Agradeço ao Prof<sup>o</sup> Herbert Martins Gomes pela grande ajuda e suporte na orientação desta Dissertação. Ao aluno, bolsista de IC e futuro engenheiro mecânico, Leonardo Martinelli, pelo auxílio durante este trabalho.

Também agradeço aos meus amigos, pela ajuda, incentivo e alegria no decorrer deste período.

## RESUMO

A vibração é um agente dinâmico que pode trazer problemas relacionados à saúde e ao conforto, quando recebida pelo corpo humano. Diversas são as situações onde se pode estar exposto à vibração e, particularmente em veículos, ela se faz presente de forma evidente. Avaliar os níveis de vibração e grau de risco à exposição, nestes casos, é importante principalmente quando as atividades envolvidas são de longa duração. Esta dissertação apresenta um estudo sobre os níveis de vibração de corpo inteiro (VCI) com relação à saúde e conforto, transmissibilidade de vibração (*SEAT*) e vibração de impacto na coluna vertebral (fator *R* e  $S_{ed}$ ), em três Viaturas Blindadas do Exército Brasileiro: Leopard I A5BR, Guarani e Urutu. Juntamente às medições *in situ*, foram desenvolvidos modelos numéricos de suspensão veicular, para cada uma das viaturas militares analisadas, com múltiplos graus de liberdade, onde empregou-se o método de Newmark para a análise no domínio do tempo. Inicialmente, no modelamento dinâmico, simulações em teste padrão com obstáculo trapezoidal e rugosidade de pista classe B da ISO 8608 (1995) foram executadas sob mesmas condições de velocidade. Foram comparadas as acelerações no CG do veículo assim como nos bancos dos passageiros e motoristas, as forças de reação no solo e espaço de trabalho da suspensão para todos os blindados, chegando-se à conclusão de que há uma gradação referente ao nível de conforto e saúde dos veículos estudados nestas condições. Posteriormente, os níveis de vibração foram medidos experimentalmente em campo, em circuitos compostos por diversos tipos de pisos chegando-se, por exemplo, a valores de *SEAT* na viatura blindada de combate Leopard que indicam um aumento da vibração transmitida do piso para o assento na direção vertical. Na avaliação de VCI para saúde (ISO 2631-1/1997), os testes feitos para o blindado de transporte de pessoal Urutu e Guarani demonstram um nível aceitável de exposição à vibração, fato não observado para o Leopard, o qual apresenta classificação quanto a conforto de “muito a extremamente desconfortável” em terreno natural. Já na avaliação da vibração impacto na coluna vertebral, para piso de concreto, indicou a tensão  $S_{ed}$  com uma baixa probabilidade de efeitos adversos numa vida de exposição e que o fator de segurança das tensões *R* apresenta moderada probabilidade de efeitos adversos em 35 anos de exposição. Entretanto, quando em terreno natural, apresentou uma alta probabilidade de efeitos adversos tanto para *R* quanto para  $S_{ed}$ .

Palavras-chave: VCI; Vibração de Impacto; *SEAT*; Coluna Vertebral; Viatura Blindada.

## ABSTRACT

Vibration is a dynamic agent that can bring problems related to health and comfort when received by the human body. There are several situations where one can be exposed to vibration and, particularly in vehicles, it is evident. Assessing the levels of vibration and degree of exposure risk in these cases is important especially when the activities involved are long term. This dissertation presents a study on the levels of whole body vibration (WBV) in relation to health and comfort, vibration transmissibility (SEAT) and impact vibration in the spine ( $R$  factor and  $S_{ed}$ ), in three Armored Vehicles of the Brazilian Army: Leopard I A5BR, Guarani and Urutu. Together with the *in situ* measurements, numerical models of vehicle suspension were developed for each of the military vehicles analyzed, with multiple degrees of freedom, where the Newmark method was used for the time domain analysis. Initially, in dynamic modeling, trapezoidal obstacle pattern simulations and ISO 8608 (1995) class B runway roughness were performed under the same speed conditions. The accelerations in the GC of the vehicle were compared as well as in the seats of the passengers and drivers, the reaction forces in the ground and the suspension workspace for all armored vehicles, concluding that there is a gradation of the comfort and health level of the vehicles studied under these conditions. Subsequently, the vibration levels were measured in the field in roads composed by several types of terrains. For example, SEAT values in the armored combat vehicle Leopard indicate an increase of the vibration transmitted from the floor to the seat in the vertical direction. In the assessment of WBV for health (ISO 2631-1/1997), the tests performed with the personnel transport vehicle's Urutu and Guarani, on ordinary terrain, demonstrate an acceptable level of vibration that was not observed in Leopard vehicle, which was classified as "very to extremely uncomfortable". The evaluation of vibration impact in the spine on concrete floor roads indicated the  $S_{ed}$  tension with a low probability of adverse effects in a lifetime of exposure and that the safety factor of the  $R$  tension presents moderate likelihood of adverse effects in 35 years of exposure. However, for ordinary terrain roads, it presented a high probability of adverse effects indicated by the factors  $R$  and  $S_{ed}$ .

Keywords: WBV; Impact Vibration; SEAT; Lumbar Spine; Military Armoured and Tracked Vehicles.

# ÍNDICE

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>1</b>
1.1	Justificativa.....	4
1.2	Objetivos gerais .....	5
1.3	Objetivos específicos.....	5
1.4	Estrutura da Dissertação .....	6
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>7</b>
2.1	Bibliografia sobre o tema .....	7
2.2	Sistemas de suspensão em viaturas blindadas de transporte de pessoal e de combate.....	13
2.3	A vibração em seres humanos .....	19
<b>3</b>	<b>FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA NORMATIVA .....</b>	<b>22</b>
3.1	Normas relacionadas à vibração .....	22
3.2	Exposição humana a vibração .....	26
3.3	Transmissibilidade de amplitude efetiva do assento .....	30
3.4	Determinação da resposta às vibrações de impacto da região lombar da coluna .....	32
<b>4</b>	<b>MATERIAL E MÉTODOS .....</b>	<b>39</b>
4.1	Equipamentos de Instrumentação.....	39
4.2	Planejamento dos Experimentos.....	41
<b>5</b>	<b>MODELAMENTO DINÂMICO VEICULAR .....</b>	<b>45</b>
5.1	Sistema com múltiplos graus de liberdade .....	45
5.2	Modelo para Veículo de Transporte Urutu.....	46
5.3	Modelo para o Veículo de Transporte Guarani .....	56
5.4	Modelo para o Carro de Combate Leopard .....	61
5.5	Método de Newmark Linear.....	71

5.6	Modelamento numérico de irregularidades de pista segundo a Norma ISO 8608/1995.....	73
5.7	Testes numéricos com os modelos desenvolvidos e comparativo para uma condição de passagem sobre obstáculo.....	77
<b>6</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES .....</b>	<b>92</b>
6.1	Avaliação dos valores de <i>SEAT</i> .....	92
6.2	Avaliação dos resultados para vibração de impacto na coluna vertebral .....	94
6.3	Avaliação VCI quanto à saúde e conforto .....	95
<b>7</b>	<b>CONCLUSÕES.....</b>	<b>117</b>
	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>120</b>
	<b>ANEXO A Certificado de Calibração.....</b>	<b>128</b>
	<b>APÊNDICE A Códigos em MATLAB.....</b>	<b>129</b>
	<b>APÊNDICE B Trabalhos Publicados .....</b>	<b>132</b>



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 Modelo VBTP Urutu (Viatura Blindada de Transporte de Pessoal, Engesa S.A.).	3
Figura 1.2 Modelo VBTP Guarani (IVECO S.A.).	3
Figura 2.1 Sistema de suspensão do tipo <i>boomerang</i> .	15
Figura 2.2 Suspensão hidropneumática independente nas seis rodas do veículo Guarani.	16
Figura 2.3 Trem de rolamento do carro Leopard 1 A5BR.	17
Figura 2.4 Suspensão do tipo barra de torção.	18
Figura 2.5 Sistema de suspensão e amortecimento do Veículo Blindado de Combate Carro de Combate (VBC CC) Leopard 1 A5BR.	19
Figura 2.6 Esquema do corpo humano com suas diferentes regiões e suas frequências de ressonância.	21
Figura 3.1 Representação esquemática da configuração avaliada.	33
Figura 3.2 Fluxograma para o cálculo da dose de vibração em impacto, neste trabalho.	36
Figura 3.3 Fluxograma para avaliação dos efeitos adversos à saúde da vibração contendo múltiplos impactos.	38
Figura 4.1 Quest VI400Pro, utilizado para a realização das medições nas viaturas blindadas sob rodas.	40
Figura 4.2 Instrumentação realizada em um dos veículos de análise (Urutu), com indicação da direção e sentido dos eixos cartesianos. Usou-se, aqui, o medidor desenvolvido pelo Projeto de Instrumentação Mecânica do GMAp – UFRGS.	40
Figura 4.3 Pátio interno do Centro de Instrução de Blindados composto por pavimentação rígida de placas de concreto armado, na qual foram realizados os testes com os veículos blindados.	42
Figura 4.4 Pavimentação do bairro Boi Morto em Santa Maria/RS, próximo ao CI Bld, composta por blocos de paralelepípedos irregulares (parte do trajeto de medição).	42
Figura 4.5 Trajeto realizado no interior do bairro Boi Morto, em Santa Maria/RS. Estrada composta unicamente por terra (chão batido), sem cobertura asfáltica ou de concreto.	43
Figura 4.6 (a) Imagens do terreno natural irregular e (b) piso de placas de concreto armado, no qual foi realizado uma parte dos testes envolvendo o veículo Leopard I. Esta estrada faz parte do interior dos domínios do 1º Regimento de Carros de Combate (1º RCC) e do 6º Esquadrão de	

Cavalaria Mecanizada (6° Esqd C Mec), que juntamente ao CI Bld fazem parte do Quartel de Blindados em Santa Maria/RS.....	44
Figura 5.1 Modelo veicular simplificado de sete graus de liberdade para um veículo com suspensões independentes. ....	46
Figura 5.2 Esquemas do veículo blindado Urutu - Engesa S/A. ....	47
Figura 5.3 Modelo simplificado de dinâmica vertical de ½ veículo do Urutu, contendo o motorista e um passageiro. ....	48
Figura 5.4 Esquemas do VBTP Guarani, fabricado pela IVECO. ....	56
Figura 5.5 Modelo simplificado de dinâmica vertical de ½ veículo de transporte Guarani.....	57
Figura 5.6 Principais dimensões do veículo blindado Leopard 1 A5BR.....	61
Figura 5.7 Modelo simplificado de dinâmica vertical de ½ veículo de combate blindado com esteira Leopard I A5BR. ....	62
Figura 5.8 Modelo para a contribuição da rigidez axial da esteira no movimento vertical das rodas.....	69
Figura 5.9 Pseudocódigo Newmark Linear. ....	72
Figura 5.10 Pseudocódigo Newmark não linear.....	74
Figura 5.11 Sinal no tempo para a trilha do pneu (a) dianteiro e (b) traseiro (defasado) para perfil classe B. ....	76
Figura 5.12 Densidade Espectral de Potência do sinal gerado no tempo (Classe B) a partir do sinal gerado no tempo. ....	77
Figura 5.13 Obstáculo utilizado para teste dos modelos propostos (em mm). ....	78
Figura 5.14 Geração numérica do obstáculo trapezoidal, pelo movimento da viatura Urutu. ....	78
Figura 5.15 Histórico de deslocamentos na carroceria, a) Urutu, b) Guarani, c) Leopard.....	79
Figura 5.16 Histórico de acelerações no CG da carroceria, a) Urutu, b) Guarani, c) Leopard. ...	80
Figura 5.17 Histórico de deslocamentos no passageiro, a) Urutu, b) Guarani, c) Leopard.....	80
Figura 5.18 Histórico de acelerações no passageiro, a) Urutu, b) Guarani, c) Leopard.....	81
Figura 5.19 Histórico de espaço de trabalho em cada suspensão (Urutu). ....	81
Figura 5.20 Histórico de espaço de trabalho em cada suspensão (Guarani). ....	82
Figura 5.21 Histórico de espaço de trabalho em cada suspensão (Leopard). ....	82
Figura 5.22 Histórico de reações no solo em cada roda (Urutu). ....	83

Figura 5.23	Histórico de reações no solo em cada roda (Guarani).....	83
Figura 5.24	Histórico de reações no solo em cada roda (Leopard). .....	84
Figura 5.25	Instantâneos da passagem do veículo Leopard sobre o obstáculo. ....	86
Figura 5.26	Análise de conforto nos assentos do motorista e passageiro do veículo Urutu. ....	86
Figura 5.27	Análise de conforto nos assentos do motorista e passageiro do veículo Guarani. ....	87
Figura 5.28	Análise de conforto nos assentos do motorista e passageiro do veículo Leopard. ...	87
Figura 5.29	Análise de VCI no assento do motorista do veículo Urutu, ISO 2631-1/1997 .....	88
Figura 5.30	Análise de VCI no assento do motorista do veículo Guarani, ISO 2631-1/1997. ....	89
Figura 5.31	Análise de VCI no assento do motorista do veículo Leopard, ISO 2631-1/1997. ....	89
Figura 6.1	Sinal no tempo das acelerações triaxiais, nos trechos em pavimento de concreto rígido, mensurado no assento do motorista no veículo Urutu.....	98
Figura 6.2	Gráfico de espectros de aceleração <i>rms</i> da viatura blindada Urutu contra o piso de concreto, em $m/s^2$ , medido em bandas de oitavas. ....	99
Figura 6.3	Sinal no tempo das acelerações triaxiais, nos trechos em pavimento de paralelepípedos, mensurado no assento do motorista no veículo Urutu.....	101
Figura 6.4	Gráfico de espectros de aceleração <i>rms</i> da viatura blindada Urutu contra o piso de paralelepípedos, em $m/s^2$ , medido em bandas de oitavas. ....	101
Figura 6.5	Sinal no tempo das acelerações triaxiais, nos trechos em pavimento de terra, mensurado no assento do motorista no veículo Urutu. ....	103
Figura 6.6	Gráfico de espectros de aceleração <i>rms</i> da viatura blindada Urutu contra chão batido, em $m/s^2$ , medido em bandas de oitavas. ....	104
Figura 6.7	Sinal no tempo das acelerações triaxiais, nos trechos em pavimento de concreto rígido, mensurado no assento do motorista no veículo Guarani. ....	106
Figura 6.8	Gráfico de espectros de aceleração <i>rms</i> da viatura blindada Guarani contra o piso de concreto, em $m/s^2$ , medido em bandas de oitavas. ....	106
Figura 6.9	Sinal no tempo das acelerações triaxiais, nos trechos em pavimento de paralelepípedos, mensurado no assento do motorista no veículo Guarani. ....	108
Figura 6.10	Gráfico de espectros de aceleração <i>rms</i> da viatura blindada Guarani contra o piso de paralelepípedos, em $m/s^2$ , medido em bandas de oitavas. ....	108

Figura 6.11 Sinal no tempo das acelerações triaxiais, nos trechos em pavimento misto, mensurado no assento do motorista no veículo Guarani.....	110
Figura 6.12 Gráfico de espectros de aceleração <i>rms</i> da viatura blindada Guarani contra o piso de terra, em $m/s^2$ , medido em bandas de oitavas. ....	111
Figura 6.13 Sinal no tempo das acelerações triaxiais, nos trechos em pavimento de concreto rígido, mensurado no assento do motorista no veículo Leopard.....	113
Figura 6.14 Gráfico de espectros de aceleração <i>rms</i> da viatura blindada Leopard contra o piso de concreto, em $m/s^2$ , medido em bandas de oitavas. ....	113
Figura 6.15 Sinal no tempo das acelerações triaxiais, nos trechos em pavimento misto, mensurado no assento do motorista no veículo Leopard. ....	115
Figura 6.16 Gráfico de espectros de aceleração <i>rms</i> da viatura blindada Leopard contra o piso misto, em $m/s^2$ , medido em bandas de oitavas. ....	116
Figura A.1 Certificado de calibração do equipamento VI-400 PRO.....	128
Figura A.2 Código em MATLAB exemplo para cálculo das acelerações ponderadas para análise quando à saúde. ....	129

## LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 Critérios de julgamento e tomada de decisão pela NHO 09/2013.....	25
Tabela 3.2 Fatores das curvas de ponderação para conforto ISO 2631-1/1997. ....	28
Tabela 3.3 Fatores multiplicativos de acordo com a ISO 2631-1/1997. ....	28
Tabela 3.4 Valores limites de vibração de acordo com a ISO 2631-1/1997 e NR-15/2014. ....	29
Tabela 3.5 Escala de conforto de acordo com a ISO 2631-1/1997. ....	30
Tabela 3.6 Modelo de coeficientes no Eixo Z para a Equação (3.14). ....	34
Tabela 3.7 Modelo de coeficientes no Eixo Z para a Equação (3.15). ....	35
Tabela 5.1 Dados de inércia do modelo dinâmico do veículo blindado Urutu. ....	54
Tabela 5.2 Dados geométricos do modelo dinâmico do veículo blindado Urutu.....	55
Tabela 5.3 Dados elásticos do modelo dinâmico do veículo blindado Urutu. ....	55
Tabela 5.4 Dados de amortecimento do modelo dinâmico do veículo blindado Urutu. ....	55
Tabela 5.5 Dados de inércia do modelo dinâmico do veículo blindado Guarani. ....	59
Tabela 5.6 Dados geométricos do modelo dinâmico do veículo blindado Guarani. ....	60
Tabela 5.7 Dados elásticos do modelo dinâmico do veículo blindado Guarani. ....	60
Tabela 5.8 Dados de amortecimento do modelo dinâmico do veículo blindado Urutu. ....	60
Tabela 5.9 Dados de inércia do modelo dinâmico do veículo Leopard. ....	66
Tabela 5.10 Dados geométrico do modelo dinâmico do veículo Leopard. ....	66
Tabela 5.11 Dados elásticos do modelo dinâmico do veículo Leopard. ....	67
Tabela 5.12 Dados de amortecimento do modelo dinâmico do veículo Leopard. ....	68
Tabela 5.13 Parâmetros para geração de irregularidades de pista segundo a ISO 8608/1995. ....	75
Tabela 5.14 Resumo da análise de Vibração de Corpo Inteiro (VCI) para os motoristas dos três veículos blindados. ....	90
Tabela 5.15 Resumo da análise Vibração de Impacto (VI) para os motoristas dos veículos. ....	90
Tabela 5.16 Resumo dos principais resultados obtidos. ....	91
Tabela 6.1 Valores de <i>SEAT</i> para a viatura blindada Leopard, avaliada nos três eixos, contra um pavimento de concreto rígido. ....	93
Tabela 6.2 Valores de <i>SEAT</i> para a viatura blindada Leopard, avaliada nos três eixos, contra um pavimento de terreno natural. ....	93

Tabela 6.3 Limites normativos da ISO 2631-5/2004 para análise de vibrações de impacto na coluna vertebral, com foco em saúde.....	94
Tabela 6.4 Valores obtidos da análise de vibrações de impacto na coluna vertebral.....	95
Tabela 6.5 Parâmetros obtidos através do processamento dos dados experimentais oriundos da medição no assento do motorista do veículo blindado Urutu em pavimentação de concreto.....	97
Tabela 6.6 Hipóteses propostas com base nos dados experimentais extraídos do blindado Urutu em pavimentação comporta por placas de concreto rígido.....	98
Tabela 6.7 Parâmetros obtidos através do processamento dos dados experimentais oriundos da medição no assento do motorista do veículo blindado Urutu em pavimentação de paralelepípedos, para as acelerações nas 3 direções.....	100
Tabela 6.8 Hipóteses propostas com base nos dados experimentais extraídos do blindado Urutu em pavimentação de paralelepípedos irregulares.....	100
Tabela 6.9 Parâmetros obtidos através do processamento dos dados experimentais oriundos da medição no assento do motorista do veículo blindado Urutu em chão batido, para as acelerações nas 3 direções.....	102
Tabela 6.10 Hipóteses propostas com base nos dados experimentais extraídos do blindado Urutu em pavimentação de chão batido.....	103
Tabela 6.11 Parâmetros obtidos através do processamento dos dados experimentais oriundos da medição no assento do motorista do veículo blindado Guarani em pavimentação de concreto.....	105
Tabela 6.12 Hipóteses propostas com base nos dados experimentais extraídos do blindado Guarani em pavimentação de blocos de concreto.....	105
Tabela 6.13 Parâmetros obtidos através do processamento dos dados experimentais oriundos da medição no assento do motorista do veículo blindado Guarani em pavimentação de paralelepípedos, para as acelerações nas 3 direções.....	107
Tabela 6.14 Hipóteses propostas com base nos dados experimentais extraídos do blindado Guarani em pavimento de paralelepípedos.....	107
Tabela 6.15 Parâmetros obtidos através do processamento dos dados experimentais oriundos da medição no assento do motorista do veículo blindado Guarani em pavimentação sem cobertura.....	109
Tabela 6.16 Hipóteses propostas com base nos dados experimentais extraídos do blindado Guarani em pavimentação de terra sem cobertura.....	110

Tabela 6.17	Parâmetros obtidos através do processamento dos dados experimentais oriundos da medição no assento do motorista do veículo blindado Leopard em pavimentação de concreto..	112
Tabela 6.18	Hipóteses propostas com base nos dados experimentais extraídos do blindado de esteiras Leopard em pavimento de placas de concreto rígido. ....	112
Tabela 6.19	Parâmetros obtidos através do processamento dos dados experimentais oriundos da medição no assento do motorista do veículo blindado Leopard em terreno natural. ....	114
Tabela 6.20	Hipóteses propostas com base nos dados experimentais extraídos do blindado de esteiras Leopard em terreno natural.....	115

## LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

1° RCC	1° Regimento de Carros de Combate
6° Esqd C Mec	6° Esquadrão de Cavalaria Mecanizada
CG	Centro de Gravidade
CI Bld	Centro de Instrução de Blindados
CRF	<i>Crest Factor</i> (Fator de crista)
CSD	<i>Cross Spectral Density</i>
CTEx	Centro Tecnológico do Exército
EB	Exército Brasileiro
F EXPD	Força Expedicionária
GDL	Graus de Liberdade
GMAp	Grupo de Mecânica Aplicada
h	Horas
Hz	Hertz
IME	Instituto Militar de Engenharia
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
<i>K-Factor</i>	Fatores multiplicativos de acordo com a ISO 2631-1/1997
KMW	Krauss-Maffei Wegmann
Lpk	Picos de aceleração ( <i>Level peak</i> )
NHO	Norma de Higiene Ocupacional
NR	Norma Regulamentadora
PSD	<i>Power Spectral Density</i>
<i>rms</i>	<i>Root Mean Square</i>
S/A	Sociedade Anônima
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>
<i>SEAT</i>	<i>Seat Effective Amplitude Transmissibility</i>
VAE	Valor de Ação da Exposição
VBC-CC	Viatura Blindada de Combate - Carro de Combate



VBTP-MR	Viatura Blindada de Transporte de Pessoal - Média sobre Rodas
VCI	Vibração de Corpo Inteiro
VDV	Valor de Dose de Vibração
VLE	Valor Limite de Exposição
VMB	Vibração Mão-Braço
WBV	<i>Whole Body Vibration</i>

## LISTA DE SÍMBOLOS

$\xi$	Razão de amortecimento (modelo coluna vertebral)	[-]
$\xi_1$	Irregularidade vertical da pista na primeira roda	[m]
$\xi_2$	Irregularidade vertical da pista na segunda roda	[m]
$\xi_3$	Irregularidade vertical da pista na terceira roda	[m]
$\xi_4$	Irregularidade vertical da pista na quarta roda	[m]
$\xi_5$	Irregularidade vertical da pista na quinta roda	[m]
$\xi_6$	Irregularidade vertical da pista na sexta roda	[m]
$\xi_7$	Irregularidade vertical da pista na sétima roda	[m]
$\dot{z}_b$	Velocidade de vibração conexas ao conjunto <i>boomerang</i>	[m/s]
$\dot{z}_{c1}$	Velocidade de vibração relacionada ao banco do motorista	[m/s]
$\dot{z}_{c2}$	Velocidade de vibração relacionada ao banco do passageiro	[m/s]
$\dot{z}_{s1}$	Velocidade de vibração conexas a ligação da carroceria com o eixo frontal	[m/s]
$\dot{z}_{sp}$	Velocidade de vibração referente a ligação da carroceria com o motorista	[m/s]
$\dot{z}_1$	Aceleração relativa à primeira roda	[m/s <sup>2</sup> ]
$\dot{z}_1$	Velocidade de vibração relativa à primeira roda	[m/s]
$\dot{z}_2$	Aceleração relativa à segunda roda	[m/s <sup>2</sup> ]
$\dot{z}_2$	Velocidade de vibração relativa à segunda roda	[m/s]
$\dot{z}_3$	Aceleração relativa à terceira roda	[m/s <sup>2</sup> ]
$\dot{z}_3$	Velocidade de vibração relativa à terceira roda	[m/s]
$\dot{z}_4$	Aceleração relativa à quarta roda	[m/s <sup>2</sup> ]
$\dot{z}_4$	Velocidade de vibração relativa à quarta roda	[m/s]
$\dot{z}_5$	Aceleração relativa à quinta roda	[m/s <sup>2</sup> ]
$\dot{z}_5$	Velocidade de vibração relativa à quinta roda	[m/s]
$\dot{z}_6$	Aceleração relativa à sexta roda	[m/s <sup>2</sup> ]
$\dot{z}_6$	Velocidade de vibração relativa à sexta roda	[m/s]
$\dot{z}_7$	Aceleração relativa à sétima roda	[m/s <sup>2</sup> ]

$\dot{z}_7$	Velocidade de vibração relativa à sétima roda	[m/s]
$\dot{z}_b$	Aceleração relativa ao conjunto <i>boomerang</i>	[m/s <sup>2</sup> ]
$\dot{z}_s$	Aceleração relativa ao CG	[m/s <sup>2</sup> ]
$\dot{z}_{s2}$	Velocidade de vibração conexas a ligação da carroceria com o segundo eixo	[m/s]
$\dot{z}_{s3}$	Velocidade de vibração conexas a ligação da carroceria com o terceiro eixo	[m/s]
$\dot{z}_{s4}$	Velocidade de vibração conexas a ligação da carroceria com o quarto eixo	[m/s]
$\dot{z}_{s5}$	Velocidade de vibração conexas a ligação da carroceria com o quinto eixo	[m/s]
$\dot{z}_{s6}$	Velocidade de vibração conexas a ligação da carroceria com o sexto eixo	[m/s]
$\dot{z}_{s7}$	Velocidade de vibração conexas a ligação da carroceria com o sétimo eixo	[m/s]
$\dot{\mathbf{X}}_{i+1}$	Vetores de velocidade de vibração	[m/s <sup>2</sup> ]
$\ddot{\theta}_b$	Aceleração rotacional do conjunto <i>boomerang</i>	[rad/s <sup>2</sup> ]
$\dot{\theta}_s$	Velocidade rotacional do CG (arfagem)	[rad/s]
$\ddot{\theta}_s$	Aceleração rotacional do CG	[rad/s <sup>2</sup> ]
$\dot{\xi}_1$	Velocidade de mudança das irregularidades roda 1	[m/s]
$\dot{\xi}_2$	Velocidade de mudança das irregularidades roda 2	[m/s]
$\dot{\xi}_3$	Velocidade de mudança das irregularidades roda 3	[m/s]
$\dot{\xi}_4$	Velocidade de mudança das irregularidades roda 4	[m/s]
$\dot{\xi}_5$	Velocidade de mudança das irregularidades roda 5	[m/s]
$\dot{\xi}_6$	Velocidade de mudança das irregularidades roda 6	[m/s]
$\dot{\xi}_7$	Velocidade de mudança das irregularidades roda 7	[m/s]
$A_{(8)}$	Exposição diária à vibração	[m/s <sup>2</sup> ]
$A_{ik}$	<i>i</i> -ésimo pico de resposta em termos da aceleração	[m/s <sup>2</sup> ]
$D_k$	Dose de aceleração	[m/s <sup>2</sup> ]
$D_{kd}$	Dose diária média de aceleração	[m/s <sup>2</sup> ]
$G_0$	Densidade espectral de potência unicaudal	[m <sup>3</sup> ]
$G_d$	Densidade espectral de potência de uma pista real	[m <sup>3</sup> ]
$G_f(f)$	PSD da aceleração no piso	[(m/s <sup>2</sup> ) <sup>2</sup> /Hz]
$G_s(f)$	PSD da aceleração no assento	[(m/s <sup>2</sup> ) <sup>2</sup> /Hz]
$H_{fs}$	Transmissibilidade de acordo com a densidade espectral	[-]

$J_b$	Momento de inércia do conjunto <i>boomerang</i>	[kg.m <sup>2</sup> ]
$J_s$	Momento de inércia da carroceria veículo	[kg.m <sup>2</sup> ]
$L_1$	Distância do centro da primeira roda ao CG	[m]
$L_2$	Distância do centro da segunda roda ao CG	[m]
$L_3$	Distância do centro da terceira roda ao CG	[m]
$L_4$	Distância do centro da quarta roda ao CG	[m]
$L_5$	Distância do centro da quinta roda ao CG	[m]
$L_6$	Distância do centro da sexta roda ao CG	[m]
$L_7$	Distância do centro da sétima roda ao CG	[m]
$L_b$	Distância do conjunto <i>boomerang</i> ao CG	[m]
$S_{ed}$	Tensão compressiva estática equivalente diária	[MPa]
$S_{ui}$	Resistência máxima da coluna lombar em uma pessoa	[MPa]
$W_i$	Curvas de ponderação em frequências	[-]
$a_i$	Aceleração <i>rms</i> correspondente	[m/s <sup>2</sup> ]
$a_{lk}$	Resposta da lombar	[m/s <sup>2</sup> ]
$a_{lz}$	Aceleração no eixo Z da lombar	[m/s <sup>2</sup> ]
$a_{rms}$	Aceleração <i>rms</i> no tempo	[m/s <sup>2</sup> ]
$a_v$	Aceleração total	[m/s <sup>2</sup> ]
$a_{ve}$	Aceleração total equivalente	[m/s <sup>2</sup> ]
$a_w$	Aceleração ponderada	[m/s <sup>2</sup> ]
$a_{wx}$	Aceleração ponderada no eixo X	[m/s <sup>2</sup> ]
$a_{wy}$	Aceleração ponderada no eixo Y	[m/s <sup>2</sup> ]
$a_{wz}$	Aceleração ponderada no eixo Z	[m/s <sup>2</sup> ]
$c_{p1}$	Amortecimento da primeira roda	[Ns/m]
$c_{p2}$	Amortecimento da segunda roda	[Ns/m]
$c_{p3}$	Amortecimento da terceira roda	[Ns/m]
$c_{p4}$	Amortecimento da quarta roda	[Ns/m]
$c_{p5}$	Amortecimento da quinta roda	[Ns/m]
$c_{p6}$	Amortecimento da sexta roda	[Ns/m]

$c_{p7}$	Amortecimento da sétima roda	[Ns/m]
$c_{s1}$	Amortecimento do primeiro amortecedor	[Ns/m]
$c_{s2}$	Amortecimento do segundo amortecedor	[Ns/m]
$c_{s3}$	Amortecimento do terceiro amortecedor	[Ns/m]
$c_{s4}$	Amortecimento do quarto amortecedor	[Ns/m]
$c_{s5}$	Amortecimento do quinto amortecedor	[Ns/m]
$c_{s6}$	Amortecimento do sexto amortecedor	[Ns/m]
$c_{s7}$	Amortecimento do sétimo amortecedor	[Ns/m]
$c_{ss1}$	Amortecimento do banco do motorista	[Ns/m]
$c_{ss2}$	Amortecimento do banco do passageiro	[Ns/m]
$f_i$	Frequências em que a densidade espectral é dividida	[Hz]
$k_{e1}$	Rigidez entre as rodas 1 e 2	[N/m]
$k_{e2}$	Rigidez entre as rodas 2 e 3	[N/m]
$k_{e3}$	Rigidez entre as rodas 3 e 4	[N/m]
$k_{e4}$	Rigidez entre as rodas 4 e 5	[N/m]
$k_{e5}$	Rigidez entre as rodas 5 e 6	[N/m]
$k_{e6}$	Rigidez entre as rodas 6 e 7	[N/m]
$k_{p1}$	Rigidez da primeira roda	[N/m]
$k_{p2}$	Rigidez da segunda roda	[N/m]
$k_{p3}$	Rigidez da terceira roda	[N/m]
$k_{p4}$	Rigidez da quarta roda	[N/m]
$k_{p5}$	Rigidez da quinta roda	[N/m]
$k_{p6}$	Rigidez da sexta roda	[N/m]
$k_{p7}$	Rigidez da sétima roda	[N/m]
$k_r$	Par de molas equivalentes em paralelo	[N/m]
$k_{s1}$	Rigidez do primeiro conjunto amortecedor	[N/m]
$k_{s2}$	Rigidez do segundo conjunto amortecedor	[N/m]
$k_{s3}$	Rigidez do terceiro conjunto amortecedor	[N/m]
$k_{s4}$	Rigidez do quarto conjunto amortecedor	[N/m]

$k_{s5}$	Rigidez do quinto conjunto amortecedor	[N/m]
$k_{s6}$	Rigidez do sexto conjunto amortecedor	[N/m]
$k_{s7}$	Rigidez do sétimo conjunto amortecedor	[N/m]
$k_{ss1}$	Rigidez do banco do motorista	[N/m]
$k_{ss2}$	Rigidez do banco do passageiro	[N/m]
$k_x$	Fator de ponderação multiplicativo para o eixo X	[-]
$k_y$	Fator de ponderação multiplicativo para o eixo Y	[-]
$k_z$	Fator de ponderação multiplicativo para o eixo Z	[-]
$m_1$	Massa primeira roda	[kg]
$m_2$	Massa segunda roda	[kg]
$m_3$	Massa terceira roda	[kg]
$m_4$	Massa quarta roda	[kg]
$m_5$	Massa quinta roda	[kg]
$m_6$	Massa sexta roda	[kg]
$m_7$	Massa sétima roda	[kg]
$m_b$	Massa do conjunto <i>boomerang</i>	[kg]
$m_{c1}$	Massa do motorista/assento	[kg]
$m_{c2}$	Massa do passageiro/assento	[kg]
$m_k$	Coefficientes segundo a ISO 2631-5 (2004)	[MPa/m/s <sup>2</sup> ]
$m_s$	Massa da carroceria	[kg]
$n_0$	Número de onda conforme a Norma ISO 8608/1995	[-]
$r_1$	Distância do centro do banco do motorista ao CG	[m]
$r_2$	Distância do centro do banco do passageiro ao CG	[m]
$s_{lk}$	Históricos de deslocamentos na coluna vertebral	[m]
$s_{sk}$	Históricos de deslocamentos no assento	[m]
$t_d$	Duração da exposição diária	[s]
$t_m$	Período de medição de $D_k$	[s]
$v_{lk}$	Históricos de velocidades na coluna lombar	[m/s]
$v_{sk}$	Históricos de velocidades no assento	[m/s]

$w_n$	Frequência natural	[s <sup>-1</sup> ]
$x_a$	Geração de sinais no tempo	[-]
$x_{rms}$	Variável <i>rms</i> em um intervalo de tempo	[m]
$z_1$	Eixo Z relativo à primeira roda	[m]
$z_2$	Eixo Z relativo à segunda roda	[m]
$z_3$	Eixo Z relativo à terceira roda	[m]
$z_4$	Eixo Z relativo à quarta roda	[m]
$z_5$	Eixo Z relativo à quinta roda	[m]
$z_6$	Eixo Z relativo à sexta roda	[m]
$z_7$	Eixo Z relativo à sétima roda	[m]
$z_b$	Eixo Z relativo ao conjunto <i>boomerang</i>	[m]
$z_{c1}$	Eixo Z relativo ao banco do motorista	[m]
$z_{c1}$	Eixo Z referente ao banco do motorista	[m]
$z_{c2}$	Eixo Z relativo ao banco do passageiro	[m]
$z_s$	Eixo Z relativo ao CG	[m]
$z_{s1}$	Eixo Z referente a ligação da carroceria com o primeiro eixo	[m]
$z_{s2}$	Eixo Z referente a ligação da carroceria com o segundo eixo	[m]
$z_{s3}$	Eixo Z referente a ligação da carroceria com o terceiro eixo	[m]
$z_{s4}$	Eixo Z referente a ligação da carroceria com o quarto eixo	[m]
$z_{s5}$	Eixo Z referente a ligação da carroceria com o quinto eixo	[m]
$z_{s6}$	Eixo Z referente a ligação da carroceria com o sexto eixo	[m]
$z_{s7}$	Eixo Z referente a ligação da carroceria com o sétimo eixo	[m]
$z_{sp1}$	Eixo Z referente a ligação da carroceria com o motorista	[m]
$z_{sp2}$	Eixo Z referente a ligação da carroceria com o passageiro	[m]
$\mathbf{X}_{i+1}$	Vetores de deslocamento	[m]
$\theta_b$	Ângulo de arfagem do conjunto <i>boomerang</i>	[rad]
$\theta_s$	Ângulo de arfagem da carroceria do veículo	[rad]
$\varphi_i$	Ângulos de fase uniformemente distribuídos entre 0 e $2\pi$	[-]
$\mathbf{C}$	Matriz de amortecimento	[Ns/m]

<b>D</b>	Energia dissipativa não conservativa	[J]
$d_{ex}$	Distância entre eixos	[m]
$d_{ob}$	Menor dimensão longitudinal do obstáculo	[m]
$d_r$	Diferencial de distância entre rodas (Leopard)	[m]
$d_z$	Diferencial de altura entre rodas (Leopard)	[m]
<b>F</b>	Acréscimo de força devido ao novo estiramento da esteira	[N]
$F_0$	Força de pré-tensão inicial aplicada à esteira (Leopard)	[N]
<b>F<sub>e</sub></b>	Matriz de forças externas	[N]
<b>i</b>	Contador de anos	[ano]
<b>K</b>	Matriz de rigidez	[N/m]
<b>L</b>	Lagrangeano	[-]
$L$	Comprimento final	[m]
$L_0$	Comprimento inicial	[m]
<b>L<sub>pk</sub></b>	Picos de aceleração	[m/s <sup>2</sup> ]
<b>M</b>	Matriz de massa	[kg]
<b>N</b>	Número de dias de exposição por ano	[dias]
<b>n</b>	Número de anos exposto	[ano]
<b>SEAT</b>	<i>Seat Effective Amplitude Transmissibility</i>	[%]
<b>T</b>	Energia cinética	[J]
<b>V</b>	Energia potencial	[J]
<b>VDV</b>	Valor de Dose de Vibração	[m/s <sup>1.75</sup> ]
$\beta$	Parâmetros para obter características de estabilidade	[-]
<b>X</b>	Vetor com os graus de liberdade	[-]
<b>A</b>	Área	[m <sup>2</sup> ]
<b>E</b>	Módulo de elasticidade	[Pa]
<b>T</b>	Tempo	[s]
<b>c</b>	Tensão estática relacionada a força gravitacional	[MPa]
<b>n</b>	Frequência espacial da pista	[Hz]
<b>v</b>	Velocidade	[m/s]
<b>w</b>	Expoente de aproximação da curva PSD de perfil de estrada	[-]



$\alpha$	Ângulo que a esteira faz com a horizontal	[°]
$\gamma$	Função de Coerência	[-]
$\varepsilon$	Deformação	[m]
$\xi$	Razão de amortecimento crítico	[-]
$\sigma$	Tensão mecânica	[N/m <sup>2</sup> ]
$\varrho$	Parâmetros para características de precisão método Newmark	[-]

# 1 INTRODUÇÃO

As compras de veículos são conduzidas pelos requisitos do consumidor, como funcionalidade, segurança, luxo, conforto, custo e desempenho. As perspectivas dos consumidores sobre o cumprimento desses requisitos são muitas vezes baseadas em percepções subjetivas. O conforto em um passeio é influenciado por perturbações, especialmente vibrações induzidas pelo contato pneu-solo e são principalmente afetadas pela rigidez da mola e pelas propriedades de amortecimento da suspensão [Jazar, 2008]. Com a contínua sofisticação da indústria automotiva e a dura concorrência entre os diversos fabricantes, é provável que os veículos, que melhor satisfaçam esses requisitos e crie uma percepção de fazê-lo, serão os mais vendidos e, portanto, mais rentáveis para os fabricantes de automóveis. Sendo assim, projetar uma boa suspensão se tornou uma filosofia predominante nas indústrias automobilísticas.

Vibração, segundo Ragazzi e Ximenes, 2003, é descrita como um movimento repetitivo, periódico ou aleatório, a partir da posição de repouso, de um elemento de estrutura ou peça de uma máquina. De aparecimento inevitável, e causando perda de energia, são frequentemente providas de efeitos dinâmicos como: tolerâncias em fabricação, folgas, contato, atrito ou, também, resultantes de forças desequilibradas de componentes rotativos e momentos alternados. A importância da avaliação da vibração no corpo humano está bem justificada em Regazzi e Ximenes, 2003. Bruel e Kajer, 1989, dizem que a vibração recebida pelo corpo pode ser classificada em dois grandes grupos, a Vibração Mão Braço (VMB) e a Vibração de Corpo Inteiro (VCI). As duas formas podem representar riscos ao ser humano, dependendo da faixa de intensidade e do período de exposição a tais modulações vibratórias, que podem ser fontes de desconforto e também causa de problemas de saúde. Griffin, 1990, indica que não se deve esperar que a vibração sofrida pelo corpo humano tenha apenas uma única consequência, ou que seja simples ou facilmente previsível.

Vibração de Corpo Inteiro, de acordo com Smith e Leggat, 2005, é a vibração mecânica transmitida para o corpo todo da pessoa por um contato à uma fonte de vibração, normalmente por estar sentado ou deitado sobre a superfície vibratória. Como pode ser percebido [Boshuizen et al., 1990, Kumar et al., 1999, Mansfield e Marshall, 2001, Gomes de Oliveira et al., 2001, Hoy et al., 2005, Fedatto Neto, 2016, Beevis e Forshaw, 1986] muitos estudos epidemiológicos sobre dores nas costas em motoristas em associação com a exposição à vibração de corpo inteiro em veículos

de alta vibração têm sido pesquisados em diversos segmentos: tratores agrícolas, carros de *rally*, ônibus, helicópteros, trens, veículos militares, entre outros mais.

O conforto do ocupante do veículo depende do conforto estático e dinâmico. O conforto estático refere-se àquele quando o automóvel está totalmente parado, onde a experiência de conforto estático inclui tudo, desde a impressão visual ao cheiro e toque no sentar no assento. Um assento estaticamente confortável requer um mínimo esforço muscular do ocupante para manter-se na posição sentada [Griffin, 1990].

Govindswamy et al., 2004, já diz que o conforto dinâmico é caracterizado principalmente pelos atributos de ruído, vibração e dureza quando o veículo é conduzido. A maioria das vibrações experimentadas pelos ocupantes é transmitida ao corpo através do assento. O ambiente de vibração, a resposta dinâmica do assento e a resposta do corpo humano a essa vibração combinadas determinam o conforto dinâmico do assento. O assento ideal é aquele que minimiza a resposta indesejada de vibração no ocupante do ambiente relevante exposto à vibração [Griffin, 1990].

De acordo com Palmer et al., 2000, a vibração é apontada como um dos riscos ocupacionais mais comuns na indústria britânica, estritamente ligada ao surgimento de dores nas costas em motoristas profissionais. Pode-se frisar que o termo dor nas costas é usado para indicar a dor na coluna cervical, torácica e lombar, não estando relacionado com infecção, tumores, doenças sistêmicas e/ou fraturas [Balbinot e Tamagna, 2002]. Chaffin et al., 1999, apresentam um modelo biomecânico indicando que a ressonância ocorre em diferentes frequências para diferentes pontos do sistema e observaram que exposições à vibração vertical, na faixa de 5 a 10 Hz, causam ressonância no sistema tórax-abdômen e na faixa de 20 a 30 Hz no sistema cabeça-pescoço-ombros. Panjabi et al., 1986, concluíram que a transmissibilidade na coluna vertebral é maior na faixa de 4 a 5 Hz e que muitos dos veículos automotores apresentam frequências nesta faixa particular, sendo, assim, fontes potenciais de risco à coluna vertebral.

Nas Figuras 1.1, 1.2 e 1.3, em sequência, são mostrados os três veículos foco deste estudo.



Figura 1.1 - Modelo VBTP Urutu (Viatura Blindada de Transporte de Pessoal, Engesa S.A.).



Figura 1.2 - Modelo VBTP Guarani (IVECO S.A.).



Figura 1.3 - Modelo VBC-CC Leopard I A5 (Viatura Blindada de Combate - Carro de Combate, KMW do Brasil LTDA).

## 1.1 Justificativa

Esta dissertação dá sequência a uma linha de pesquisa que está se estabelecendo no Grupo de Mecânica Aplicada (GMAp) desta escola, voltada para a avaliação da Vibração de Corpo Inteiro (VCI) atuante em usuários de diversos veículos automotores, com foco em saúde, conforto, transmissibilidade de vibração e possível lesão na coluna vertebral por vibrações de impacto. Buscando-se sempre maior conhecimento que sirvam de base para o possível desenvolvimento de soluções para tais problemas relacionados, criando-se, assim, um banco de dados acessível a todos. Em função da forma de projeto e construção destes veículos visando atender necessidades específica de batalha, os níveis de vibração em operadores e passageiros de veículos blindados são superiores a veículos civis.

## 1.2 Objetivos gerais

O presente trabalho tem como por objetivos avaliar o nível de vibração em veículos blindados referente à conforto e à saúde, e modelar dinamicamente um sistema com múltiplos graus de liberdade para as viaturas blindadas. Com a hipótese de que, entre os três veículos militares:

- i. Guarani seja mais confortável e amorteba mais as vibrações para os ocupantes do que o seu blindado antecessor Urutu em função de seu projeto mais recente e moderno;
- ii. Leopard seja o menos confortável e a viatura que mais vibração passe aos ocupantes;
- iii. Algum dos veículos possa ocasionar riscos à saúde de seus ocupantes em uso frequente.

## 1.3 Objetivos específicos

- a) Avaliar de forma experimental e restringindo-se à vibração de corpo inteiro (VCI), os níveis de acelerações aleatórias contínuas e de impacto, utilizando para a medição da vibração *in situ* com *seat pads*.
- b) Analisar duas viaturas blindadas de transporte de pessoal sobre rodas, em condições de uso normal, utilizando aparelhagem comercial para suas medições;
- c) Para o veículo blindado de combate sobre esteiras, utilizar um sistema de medição com dois *seat pads*, posicionados na interface entre condutor × assento e outro entre piso × pés, para avaliação da transmissibilidade de vibração;
- d) Avaliação pelo modelamento dinâmico feita computacionalmente, via *software* matemático compatível que possibilite verificar comportamentos medidos experimentalmente.

Nas análises, a orientação e procedimentos de uso do sistema de medição deverá atender devidamente as recomendações e exigências da norma ISO 2631, seus anexos e correções.

## 1.4 Estrutura da Dissertação

A Dissertação está dividida em capítulos que abordam cada um dos temas tratados.

O Capítulo 1 contém a parte da introdução, justificativa e objetivos para o trabalho.

O Capítulo 2 apresenta uma revisão bibliográfica sucinta sobre o tema de vibração em veículos blindados sobre rodas e de esteira. Nele são citados trabalhos anteriores similares ou correlatos a respeito do nível de vibração em diferentes veículos, assim como, do modelamento dinâmico para o movimento vibratório em deslocamento.

O Capítulo 3 apresenta a fundamentação teórica a respeito nas Normas referentes à vibração, especificamente para Vibração de Corpo Inteiro (VCI), a ISO 2631-1 (1997), assim como, para vibrações de impacto, ISO 2631-5 (2004), NHO 09, Diretiva Europeia.

No Capítulo 4 se refere a material e métodos. Neste capítulo são expostos o planejamento dos experimentos, bem como os equipamentos e dispositivos utilizados na instrumentação e realização dos testes experimentais in loco.

O Capítulo 5 apresenta a fundamentação teórica necessária para o entendimento do modelamento simplificado, aqui proposto, dos veículos analisados com relação a dinâmica da suspensão veicular de carros de combate blindados. Iniciando o capítulo com a formulação matemática para sistemas de múltiplos graus de liberdade em vibração forçada e posteriormente as equações para os modelos numéricos simplificados dos veículos analisados, e sua validação. Particularmente para o modelo do veículo de combate Leopard I A5BR, é apresentada a proposta com o uso de um modelo de rigidez não-linear para a contribuição da esteira na dinâmica vertical. Além da realização de testes numéricos e comparativos com os modelos desenvolvidos para uma condição de passagem sobre obstáculo trapezoidal em pista irregular.

Os resultados e análises sobre valores de transmissibilidade *SEAT*, avaliação de VCI e vibração de impacto na coluna vertebral são tratados ao longo do Capítulo 6.

Por fim, no Capítulo 7, são discutidas as conclusões gerais.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

No Capítulo será realizada uma revisão de literatura sobre o tema de vibração de corpo inteiro e modelagem dinâmica, uma breve contextualização do Exército Brasileiro, os sistemas de suspensão utilizados nas viaturas em análise neste trabalho e a relação vibracional com o corpo humano.

### 2.1 Bibliografia sobre o tema

A análise da vibração e avaliação de seus efeitos em condutores e passageiros de veículos é um tema bastante abrangente na literatura mundial. Na maior parte dos trabalhos o foco está em avaliar efeitos nocivos que a vibração possa trazer aos seus usuários assim como formas de melhorias de assentos destes veículos.

Veículos militares compreendem uma ampla gama de tipos de veículos, desde blindados com rodagem sobre trilhos a caminhões e jipes rodoviários. Veículos blindados militares estão equipados com proteções de blindagem que incluem armas contra-ataques hostis e equipamentos para dirigir em terrenos acidentados. São categorizados em veículos blindados com esteira e veículos blindados com rodas. Veículos blindados com esteiras são superiores aos veículos blindados com rodas em terreno macio, cruzando valas e têm maior mobilidade. Os veículos blindados com rodas são para combate devido às suas maiores velocidades e podem ser implantados em maior número [Falk, 2004; Hohl, 2006; Rozali et al., 2009].

Como exposto em Silva e Costa, 2017, o Exército Brasileiro (EB) é uma das três Forças Armadas do Brasil, responsável, no plano externo, pela defesa do país em operações eminentemente terrestres e, no interno, pela garantia da lei, da ordem e dos poderes constitucionais. Em tempos de paz, as tropas do exército estão continuamente se preparando para atuar em situações de conflito ou guerra. Além disso, são empregadas para a defesa da faixa de fronteira (tarefa conjunta com a força aérea) e para levar alimentos e serviços médicos a pontos isolados do território, participação e coordenação de campanhas sociais e pesquisas científicas (como as desenvolvidas no Centro Tecnológico do Exército (CTEx) e garantir a democracia brasileira, apoiando as eleições. Na área da educação, por exemplo o Instituto Militar de Engenharia (IME).



O EB pretende criar uma Força Expedicionária (F EXPD) para dar apoio permanente à participação do país em missões estrangeiras. As autoridades das Forças Armadas esperam que a F EXPD responda rapidamente, sozinha ou em cooperação com forças de segurança de países parceiros, para salvaguardar os interesses nacionais e realizar um amplo espectro de operações, como ações humanitárias e missões de paz. Cumprirá as disposições do Capítulo 1 do Livro Branco sobre a Defesa Nacional, publicado em 2012 e que abrange as funções e ações das forças de defesa do país. A F EXPD também utilizará veículos blindados para aumentar sua capacidade operacional e suas possibilidades de desempenho, dito por Comunello em *Digital Military Magazine*. Dentre alguns projetos em andamento da estratégia, já foi firmado contrato com a empresa italiana Iveco, para a construção com projeto nacional de propriedade do EB, de dois mil blindados médio sobre rodas VBTP-MR Guarani, para transporte de tropas. Também já foram entregues pela Alemanha, encomenda de duzentos e cinquenta carros de combate Leopard 1A5 que irão compor as unidades de cavalaria [Jornal Forças Terrestres, 2018].

Anflor, 2003, determinou e avaliou a transmissibilidade da vibração no corpo humano além de desenvolver um modelo numérico de quatro graus de liberdade representativo do sistema banco e corpo humano. Foram realizadas medições da transmissibilidade da vibração no corpo humano na posição sentado em um banco comumente utilizado para motoristas de ônibus urbanos. As medições foram realizadas ao longo do eixo Z, de acordo com as recomendações da ISO 2631 (1974 e 1997), utilizando acelerômetros uniaxiais. O grupo estudado no experimento em questão era composto por três homens e duas mulheres. Se avaliou a transmissibilidade entre o assento do banco e o piso, entre a pélvis e o assento, entre o ombro e o assento, e entre a cabeça e o assento. Os resultados finais indicaram que o sistema apresentou uma amplificação da transmissibilidade entre o assento e o piso de 2,5 vezes, enquanto que, para as demais análises houveram atenuações em seus valores. Já a modelagem linear de quatro graus de liberdade desenvolvida para representar o comportamento biodinâmico de indivíduos brasileiros submetidos à vibração forçada proveniente de sinais medidos em ônibus urbanos brasileiros, resulta em um erro na curva de transmissibilidade entre o assento e o ombro de 37,78%, enquanto que para o erro para as curvas entre o assento e o piso foram de 17,74%.

Com o foco em análise do conforto em embarcações, Reis, 2015, notou que com a diversificação do transporte público e a crescente necessidade de aumento e melhoria deste setor

em Porto Alegre, seria importante avaliar os meios de transporte quanto à disponibilidade, conforto, capacidade, poluição e viabilidade econômica. Neste trabalho, foi avaliado o conforto dos passageiros nas embarcações do modal aquaviário da cidade de Porto Alegre/RS. A embarcação avaliada foi o Catamarã, cujo trajeto vai de Porto Alegre a Guaíba. A medição de conforto foi realizada conforme normas internacionais, no assento e no piso de apoio junto aos pés do passageiro. Foram medidos valores de aceleração *rms* com equipamento específico, e devidamente calibrado, para este fim (VI 400 PRO Quest Technologies). A embarcação se mostrou confortável em todas as medições feitas comparando com as normas internacionais e estudos sobre conforto, com níveis de vibração variando entre 0,06 m/s<sup>2</sup> e 0,14 m/s<sup>2</sup>.

Em Maggioni, 2015, foi efetuada a medição da vibração de corpo inteiro numa linha de ônibus urbana de Porto Alegre, com trajeto que passe em área central e também periférica da cidade. Verificando que a atividade laboral de motoristas de ônibus fica sujeita a uma exposição constante de vibração de corpo inteiro (VCI) e de vibração mão braço (VMB), excitações que em determinado grau podem representar risco ou até mesmo prejuízo à saúde. Situação particularmente acentuada no caso de VCI, devido à situação precária das vias urbanas, principalmente nas regiões periféricas da cidade. Foi avaliada se a exposição do motorista está dentro dos limites de tolerância postos pela mais recente versão da NR-15, de outubro de 2014. As medições necessárias para tal análise foram procedidas conforme as orientações da ISO 2631-1 (1997), com o uso do analisador de vibrações Quest VI-400Pro e os dados por este equipamento processados e confrontados com os limites atuais da NR-15. O nível do risco associado à exposição à vibração de corpo inteiro (VCI) relativo a um motorista de ônibus de uma linha de trajeto mediano de ônibus em Porto Alegre foi declarado alto, com valores de vibração diária de exposição ( $A_{(8)}$ ) tendo todos ficado acima do nível de ação, entre 0,5 e 1,1 m/s<sup>2</sup>, e muito próximos ao limite superior de exposição. Para a avaliação de insalubridade, conforme determinado pelo Anexo 8 da NR-15 a medição deve abranger os aspectos organizacionais e ambientais incidentes durante o exercício laboral do motorista, entretanto ao fim da análise não se caracterizou a condição insalubre, pois o valor de aceleração resultante normalizada não ultrapassou o limite de exposição em 8h de 1,1 m/s<sup>2</sup>, porém, ficou muito próximo deste valor.

Fedatto Neto et al.,2018, avaliou experimentalmente a exposição à vibração para previsão de possíveis riscos a lesão na espinha dorsal em função da transmissibilidade de vibração do piso

para o assento, em seis diferentes modelos de automóveis. Os níveis de vibração foram medidos em um circuito de pista mista, por 3,4 km, com as mesmas condições de velocidade e peso dos passageiros. Com base na análise dos resultados encontrados para os valores de transmissibilidade SEAT, para o eixo Z temos que o veículo Fiat Palio Weekend obteve, com o valor de 75%, a maior atenuação de valores a serem transmitidos do piso para o banco, e conseqüentemente para o motorista; para o eixo X observamos que o veículo Honda HRV obteve uma melhor atenuação dos níveis de vibração transmitidos com o valor de 95%. Já analisando os valores do fator  $R$ , que indicam uma probabilidade de lesão na espinha dorsal com o passar dos anos, se tem que o veículo Volkswagen Jetta se destaca por ser o qual mais anos levará para se chegar a níveis de exposição em que haverá risco de lesão moderado, com 61 anos de exposição, e alto, com 68 anos de exposição. Foi proposto, no decorrer do texto, um modelo matemático geral para prever o fator de risco  $R$  em função dos anos de exposição do condutor à vibração. Os experimentos tiveram os cuidados e seguiram fielmente as condições para análise expostas na ISO 2631 (1997).

Na alçada de modelagem dinâmica, Aparow et al., 2015, analisa o modelo numérico em MATLAB/Simulink de um veículo de combate na situação de tráfego e em tiro, avaliando o efeito do disparo na dinâmica do veículo. O modelo foi de um veículo com 17 GDL sendo 1 GDL utilizado para o modelamento da torre de disparo. A instabilidade no movimento do veículo é avaliada para situações de tiros a 45° e 90° em relação à direção de movimento em velocidades de 40 km/h e 60 km/h. Medições experimentais neste tipo de veículo são feitas e comparadas com as estimativas do modelo numérico e apresentam uma boa correlação. Níveis de 2 G de aceleração na direção lateral são verificadas. Como conclusão, relatam que o GDL de arfagem é o mais prejudicado durante o tiro a 90° com o veículo em movimento e que um sistema ativo de correção de trajetória do veículo deva ser implementado para minimizar este efeito.

O modelamento de veículos de esteiras é abordado no trabalho de Jothi et al., 2016. Os autores indicam que para um modelamento mais realista, o modelamento deva ser feito com simulação de corpos flexíveis ao invés de simulações em dinâmica de corpos rígidos. Simulações são feitas para um veículo simulado (esteira com sete rodas) como corpo rígido e outro com suspensão flexível e rodas simulados num trajeto padronizado de *bumps* trapezoidais a 30 km/h com o software Abaqus. Entretanto, o movimento vertical de vibração praticamente não se alterou de um modelo para outro, apresentando diferenças visíveis apenas para o grau de liberdade de

rolagem. O veículo simulado como flexível apresentou resultados menores de vibração tanto vertical quanto lateral. Níveis para picos de vibração lateral de  $\pm 6 \text{ m/s}^2$  foram obtidos com o modelo numérico flexível enquanto que picos de  $\pm 8 \text{ m/s}^2$  são relatados nos dados experimentais. Ao final concluem que os resultados obtidos com o modelo flexível se adequaram bem aos dados experimentais medidos no veículo simulado.

Banerjee et al., 2014, apresentam um modelamento do sistema de suspensão não-linear de um veículo de esteira por hidro gás. Um modelamento do sistema em MATLAB com a incorporação da cinemática da suspensão real foi realizado e posteriormente validado em Msc.Adams. Os modelos foram testados em casos como degrau e pista com *bumps* trapezoidais. Boa correlação foi obtida entre o modelo proposto em MATLAB, o modelo feito em Msc.Adams e um modelo simplificado de  $\frac{1}{4}$  de veículo para velocidade de 30 km/h e terreno de *bumps* trapezoidais. Níveis de aceleração vertical relatados neste caso chegam a  $27 \text{ m/s}^2$  nos instantes de passagem pelos *bumps* trapezoidais. O modelo de suspensão proposto também mostrou desempenho bastante superior, comparado ao de sistema de massa de molas vertical equivalente. Pequenas diferenças foram observadas, observadas nos picos de amplitude de vibração do modelo matemático e do modelo de corpo rígido em MATLAB, devido a diferenças nos algoritmos de integração utilizados no Msc.Adams e MATLAB bem como devido a alguns efeitos numéricos de amortecimento.

Em Choi et al., 2010, um modelo simplificado de  $\frac{1}{2}$  veículo é usado para simular a dinâmica vertical de um veículo blindado, rodagem de esteira e otimizar os parâmetros da suspensão de forma a reduzir vibração no CG, maximizar a mobilidade do veículo e minimizar o tempo de estabilização. Um projeto de experimentos é feito de forma a obter os principais comportamentos dos modelos frente a variáveis de projeto da suspensão elencadas para serem modificadas. Ao final uma solução que atendesse a ao compromisso entre cada uma das funções objetivo individualmente foi proposta. Entretanto ao montar uma função multiobjetivo, devido à variação conflitante entre duas das funções objetivos, os resultados ficaram levemente piores que aqueles das otimizações individuais.

Para o modelamento de sistemas de suspensão veicular de viaturas blindadas, Kciuk e Mezik, 2010, apresentam um modelo diferenciado por multissegmento, movimentos de mecanismos para simular a suspensão e modelo CAD do corpo do veículo. Os resultados da

simulação foram comparados com resultados experimentais obtidos em campo. Os resultados das medições experimentais realizadas no veículo real foram usados para ajustar um modelo matemático proposto. Os resultados de simulações numéricas do veículo blindado passando por um obstáculo do tipo *bump* senoidal a 4,6 km/h confirmaram a validade das premissas no processo de modelagem, uma vez que boa concordância foi obtida com investigações experimentais em termos dos deslocamentos verticais apenas das rodas das esteiras (em torno de 350 mm) e de outros pontos marcados no blindado real.

Um estudo sobre o risco da exposição de corpo inteiro em motoristas de veículos não militares blindados é apresentado por Degan et al., 2016. Um total de 14 sujeitos, classificados segundo seu índice de massa corpórea, foram avaliados em condições de uso urbano. Os resultados indicaram claramente que há uma relação entre a exposição e intensidade com o tipo de veículo utilizado, sendo os veículos com blindagem os que menos dose de vibração geraram com respeito aos veículos sem blindagem. Identificaram que uma redução média de 10% a 20% na dose de vibração é alcançada nos veículos com instalação de vidros à prova de balas devido ao aumento da massa total do veículo.

Segundo Hung et al., 2015, o nível de vibração em um veículo blindado é um importante aspecto a considerar devido aos seus efeitos sobre saúde, fadiga da tripulação e confiabilidade do sistema. Reduzir a vibração em veículos blindados é necessário para garantir a eficiência dos passageiros durante o uso. Em seu artigo é destacado como a saúde humana é afetada pela exposição à vibração e as normas mais relevantes usadas para monitorar os seus efeitos. Discute no artigo três abordagens para reduzir a vibração e sugere medidas práticas que podem ser adotadas para veículos blindados. Acolchoados nos assentos, borracha nas rodas em contato com a esteira, borrachas nas almofadas da esteira, e ajuste do sistema de suspensão e plataformas suspensão para apoio da tripulação são algumas das formas sugeridas para atenuar esta vibração.

Rampal et al., 2009, apresenta um estudo sobre motoristas de veículos militares blindados na Malásia com objetivo de avaliar a prevalência de dor lombar associada a VCI. São avaliados 159 respondentes e 64.2% deles apresentavam a dor associada a VCI. A prevalência é maior em veículos de esteiras (81.7%) do que em veículos com pneus (67%). Os níveis da aceleração vertical medidos em veículos de esteira foram de aproximadamente 1 m/s<sup>2</sup> enquanto que em veículos blindados de pneus, de 0,33 m/s<sup>2</sup>. O valor médio estimado da dose de vibração (eVDV) para

exposição diária de oito horas no eixo Z foi de  $19,86 \text{ m/s}^{1,75}$  em veículos blindados com esteiras e se mostraram como os maiores entre os veículos blindados testados. Com base na Diretiva Europeia (2002), a média eVDV no eixo Z em veículos blindados de esteira excedeu o valor de ação da exposição (VAE) ( $> 9.1 \text{ m/s}^{1,75}$ ), mas não excedeu valor limite de exposição (VLE) ( $< 21,0 \text{ m/s}^{1,75}$ ). Uma análise de regressão revelou que apenas dirigindo da frente em posição sentado e exposição à VCI no eixo X foram as situações que apresentaram risco significativo para a saúde.

Medições de ruído e vibração de corpo inteiro foram feitas por Nakashima et al., 2007, em veículos das Forças Armadas do Canadá. Os veículos estudados foram o LAV III, Bison e o M113A2 ADATS (sistema antitanque de defesa aérea). Medições foram feitas em diferentes posições da tripulação, enquanto os veículos foram conduzidos em diferentes velocidades, terrenos e estradas pavimentadas. Eles relatam que a soma vetorial das magnitudes de vibração para o LAV III e Bison foram relativamente baixas durante a condução em estrada ( $0,3 \text{ m/s}^2$  para ambos os veículos) em comparação com condução em terreno ( $0,71 \text{ m/s}^2$  e  $1,36 \text{ m/s}^2$ , respectivamente). A vibração do ADATS aumentou com a velocidade de condução (de  $0,62 \text{ m/s}^2$  a  $8 \text{ km/h}$  para  $1,26 \text{ m/s}^2$  a  $32 \text{ km/h}$ ). Para todas as medições avaliadas, o eixo Z foi sempre o eixo dominante de vibração. No caso do motorista do veículo LAV III e Bison dirigindo em terrenos acidentados, e o motorista do ADATS, para as velocidades de condução utilizadas, a exposição excederia o valor de ação da Diretiva Europeia (2002)  $0,5 \text{ m/s}^2$  por 8 h. Considerando os valores de aceleração *rms* obtidos no trabalho os autores alertam para ser isto um motivo de preocupação para a saúde e segurança dos condutores destes veículos blindados.

## **2.2 Sistemas de suspensão em viaturas blindadas de transporte de pessoal e de combate**

Segundo Bosch, 2005, a suspensão estabelece a conexão entre a carroceria do veículo e as rodas com os pneus e, essencialmente, possibilita o movimento vertical da roda para compensar as irregularidades da pista de rolamento. As suspensões dianteira e traseira diferem devido aos elementos de direção e à posição da sustentação longitudinal e transversal. Por meio de adequada geometria da suspensão e das molas e amortecedores é possível reduzir, além dos movimentos verticais da carroceria, também a arfagem e a rolagem.

O desenvolvimento do blindado de transporte de pessoal EE-11 Urutu começou em 1970. O primeiro protótipo foi construído no mesmo ano, e a sua produção teve início em 1974. Inicialmente produzido para as forças armadas brasileiras e posteriormente exportado para diversos países, como: Bolívia, Chile, Colômbia, Equador, Iraque, Líbia, entre outros. Blindado com duas camadas, o seu motor foi montado na frente para aumentar a proteção passiva dos ocupantes, o EE-11 Urutu é armado com uma única metralhadora de 12,7 mm montada sobre o teto, com uma tripulação de um piloto e até 14 soldados totalmente equipados. Cita o Manual de Operação MM-015-048 que, o EE-11 Urutu é uma viatura de transporte sobre rodas, anfíbio, totalmente blindado, desenvolvido para múltiplas aplicações militares, todas com alto desempenho em terra ou água. O veículo em questão apresenta na frente uma suspensão independente por molas helicoidais, e na sua traseira desenvolvido pela empresa Engesa S/A em 1969, um sistema de tração dupla traseira, ao qual foi chamada de *boomerang*. Um projeto de construção simples, resistente e barata, e que dava ao veículo excepcional desempenho fora de estrada, mantendo as quatro rodas traseiras em contato permanente com o solo, por mais irregular que fosse o terreno. Ao invés de dois eixos traseiros suportados por feixes de molas dos sistemas tradicionais, o *boomerang* exigia apenas um eixo de tração, nas pontas do qual eram montadas duas caixas de engrenagens (cujo formato lembra os bumerangues australianos), cada uma delas distribuindo o movimento para duas rodas, como mostrado na Figura 2.1 abaixo. Estas caixas de engrenagens, independentes entre si e com enorme amplitude de variação do ângulo com o solo, que garantiam o contato das rodas traseiras com pisos irregulares [Scharinger, 2014].



Figura 2.1 - Sistema de suspensão do tipo *boomerang*. [BASEOFFROAD, 2016]

Segundo a revista digital *Military Today*, 2018, o VBTP-MR Guarani é uma família de veículos blindados brasileiros desenvolvidos pela empresa italiana Iveco. Foi pensado como sucessor do tradicional veículo brasileiro dos anos 70 EE-11 Urutu, anteriormente mencionado, e foi denominado inicialmente como “Urutu 3”. A principal característica desta nova família é o design modular, permitindo a incorporação de diferentes torres, armas, sensores e sistemas de comunicações para o mesmo carro, incluindo uma versão de comunicações, uma versão ambulância e versões diferentes de apoio de fogo, armados com morteiros de grosso calibre e sistemas de armas. Como exposto em Bastos, 2012, o Guarani tem um chassi formado por duas longarinas na base do veículo, que abriga toda a suspensão, os elementos de transmissão com sua respectiva caixa e dois diferenciais, um dianteiro e outro traseiro. Sobre este conjunto foi montado a estrutura blindada do veículo, em forma de V, capaz de resistir a minas de até 6 kg. Ainda, com a finalidade de atender às exigências do Exército Brasileiro, e em função dos custos, se opta por incorporar neste projeto o maior número possível de componentes que já existissem no mercado automotivo de caminhões, como forma de baratear os custos e ter um veículo moderno para a realidade brasileira. Devido a isso foram utilizados os elementos mecânicos da série Trakker, que é a linha de produção no Brasil para caminhões civis comercializados pela empresa Iveco, sendo este o princípio de se ter um chassi formado por duas longarinas na base do veículo, que abriga



toda a suspensão, os elementos de transmissão com sua respectiva caixa e diferenciais, um dianteiro e outro traseiro.

A suspensão do veículo em questão é do tipo hidropneumática 6x6, esta foi desenvolvida pelo engenheiro Paul Mèges. O sistema consiste em um circuito hidráulico com óleo mineral e nitrogênio pressurizado. As molas e amortecedores foram substituídas por esferas acumuladoras que continham gás e fluido hidráulico. É o gás quem vai fazer o papel de elemento elástico da suspensão, comprimindo e expandindo de acordo com as irregularidades da superfície. Já o fluido hidráulico fornece a sustentação e, controlado por uma bomba, possibilita que se altere a altura da suspensão e até mesmo, que se dirija o carro sobre apenas três rodas, como é o caso do Citroën DS 1955. Na prática, o carro permanece sempre na mesma altura, não importa o peso que esteja submetido [Balconista S/A, 2018].

Em comum acordo ao escrito no Manual Técnico 2355-005-12, a viatura é dotada de suspensão independente nas seis rodas (vide Figura 2.2), geometria McPherson, com um elemento de mola-amortecedor hidropneumático em cada roda, assegurando adaptabilidade ao terreno.

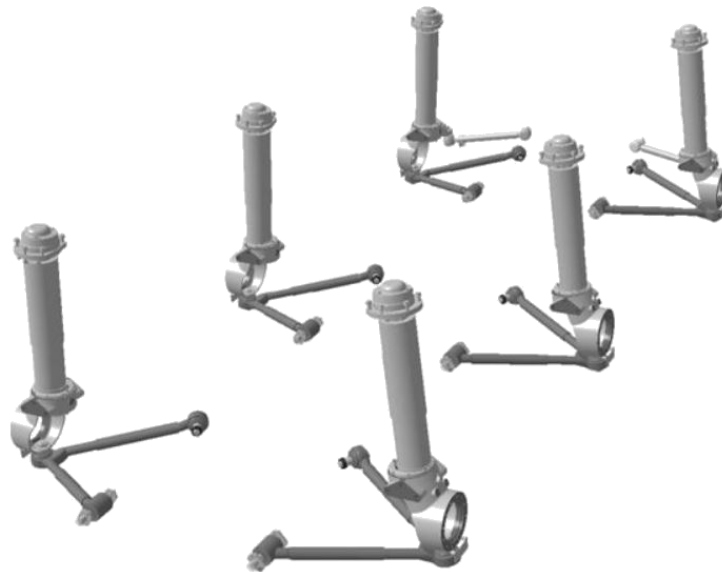


Figura 2.2 - Suspensão hidropneumática independente nas seis rodas do veículo Guarani.

[Ministério da Defesa - Exército Brasileiro Manual Técnico 2355-005-12, 2007]

Segundo o Capitão Oficial da Cavalaria Daniel Bernardi Annes quando escreve sobre a análise comparativa entre as Viaturas Blindadas de Combate (VBC) Leopard 1A5 e o Leopard 2A4 no ano

de 2012, comenta que o projeto do Leopard começou na Alemanha em novembro de 1956. O veículo deveria ser leve, resistir a tiros rápidos de 20mm e ter proteção contra agentes químicos e biológicos. A mobilidade teve prioridade em relação ao poder de fogo e a blindagem. A empresa alemã Krauss-Maffei Wegmann (KMW) fez as primeiras entregas em 1965 e diversos países europeus adquiriram o veículo. Desde 1990, o Leopard 1 vem gradualmente sendo empregado em funções secundárias na maioria dos exércitos, mas o Brasil, este ano, está recebendo 220 unidades re-potencializadas e batizadas de VBC Leopard 1 A5 BR.

A despeito de todas as medidas de proteção, o fator que garante à VBC maior capacidade de sobrevivência é a sua mobilidade, ou seja, a capacidade de ultrapassar obstáculos, realizar manobras rápidas e atingir maiores velocidades em terreno desfavorável. O Leopard 1 A5 é dotado de um motor de 830hp, que lhe confere uma relação peso/potência de 20 hp/ton, lhe permitindo atingir velocidades de 45 km/h em terreno desfavorável e até 65 km/h em estradas.

De acordo com o Manual de Instruções Provisórias a Viatura Blindada de Combate Carro de Combate Leopard 1 A1 IP 17-82, a suspensão do referido veículo e o seu trem de rolamento são compostos por:

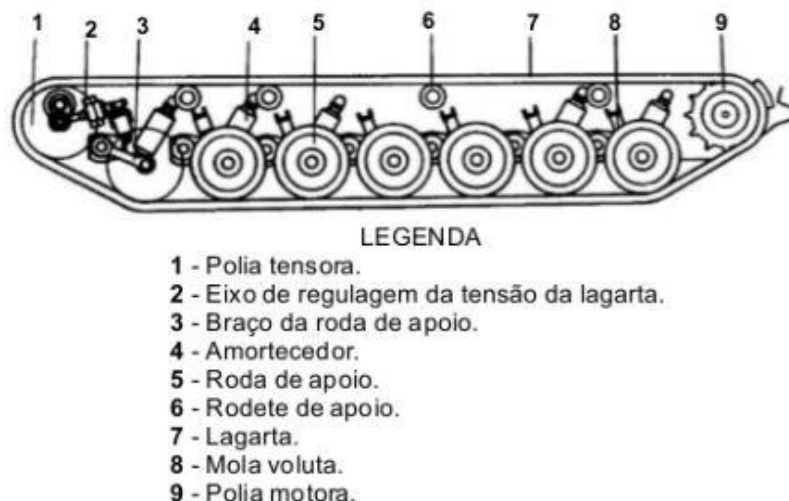


Figura 2.3 - Trem de rolamento do carro Leopard 1 A5BR.

[Manual de Instruções Provisórias a Viatura Blindada de Combate Carro de Combate Leopard 1 A1 IP 17-82, 2009]

A suspensão do referido veículo é efetuada por um sistema de barras de torção com amortecedores nas 1<sup>a</sup>, 2<sup>a</sup>, 3<sup>a</sup>, 6<sup>a</sup> e 7<sup>a</sup> rodas [DefesaNet, 2011], sendo seus movimentos limitados por intermédio dos amortecedores e molas volutas. Segundo o Exército Brasileiro, 2000, as barras de torção são em número sete de cada lado, intercambiáveis de um mesmo lado, as suas extremidades estão alojadas de um lado do braço da roda de apoio, e do outro lado, em um suporte fixo no chassi (Figura 2.4 e 2.5).

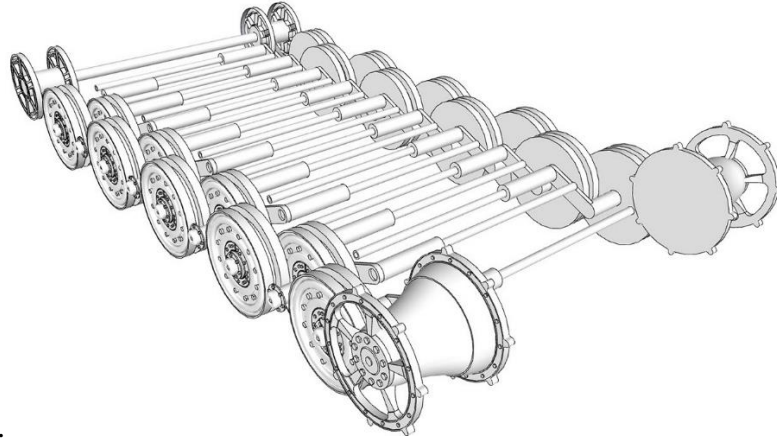


Figura 2.4 - Suspensão do tipo barra de torção. [Tank Encyclopedia, 2018]

Os amortecedores são em número cinco de cada lado, idênticos entre si, e controlam o movimento de oscilação das barras de torção, fixados em uma extremidade aos braços de apoio das rodas de apoio supracitadas e na outra extremidade no chassi. Cada amortecedor possui 2,3 litros de óleo SAE 10, todavia, pela especificidade de uso, são lacrados, exigindo que sua manutenção se resuma em substituí-los. Já as molas volutas são em número de sete de cada lado da VBC e limitam os movimentos das barras de torção e dos amortecedores, sendo as duas primeiras reforçadas e de maior dimensão.



Figura 2.5 - Sistema de suspensão e amortecimento do Veículo Blindado de Combate Carro de Combate (VBC CC) Leopard 1 A5BR.

### 2.3 A vibração em seres humanos

A vibração está presente em qualquer sistema mecânico em movimento conforme Becker, 2006, se diferenciando exclusivamente em seu nível e conteúdo espectral. Nos sistemas mecânicos mencionados o corpo humano se coloca como referência, no qual se define a vibração como toda e qualquer produzida por um evento externo, atuando no corpo, como por exemplo, quando o mesmo se encontra sobre uma superfície vibrante [Balbinot, 2001].

Gráficos mais usuais, segundo Kaderli, 2010, são amplitude de vibração x tempo, e amplitude de vibração x frequência (espectro de frequência). Espectros de frequência diferentes caracterizam diferentes tipos de movimentos oscilatórios como por exemplo de tipo discreto, que decorrem de sinais contínuos determinísticos (periódicos), ou contínuos decorrentes de sinais randômicos ou até mesmo sinais transientes, como no impacto.

Vieira, 1998, cita que o corpo humano pode ser considerado como um sistema mecânico complexo, de diversos graus de liberdade. Ueta, 2015, declara que em um sistema com múltiplos graus de liberdade, sabendo que existirão múltiplas frequências naturais ou polos. Assim sendo o

organismo humano é sujeito a efeitos de ressonância em diversas frequências. Conforme descrito por Balbinot, 2001, o corpo humano é uma sofisticada estrutura biomecânica, e a sensibilidade à vibração, pode envolver diversos fatores, tais como: postura, tensão muscular, frequência, amplitude e direção da vibração, duração e dose relativas a exposição.

Um modelo biomecânico apresentado por Chaffin et al., 1999, indica que a ressonância acontece em diferentes frequências para diferentes regiões do sistema, sendo observado que a exposição às vibrações verticais na banda de 5 a 10 Hz, causam ressonância no sistema tórax-abdômen, e vibrações na banda de 20 a 30 Hz promovem ressonância no sistema cabeça-pescoço-ombros. Ainda respectivo a resposta do corpo humano aos efeitos vibratórios, Panjabi et al., 1986, indicou que na faixa de 4 a 5 Hz a transmissibilidade na coluna vertebral é maior, e que diversos veículos motorizados são fontes potenciais de risco à coluna vertebral por apresentarem frequências na faixa em questão. Na Figura 2.5, está esquematizado o corpo humano com diferentes regiões e suas frequências de ressonância. Além dos efeitos mecânicos sobre o corpo devido a reação que o mesmo oferece relativo ao campo de vibrações e choque, se deve levar em consideração os efeitos psicológicos sobre o indivíduo ocasionados pela exposição à vibração [Balbinot e Tamagna, 2002].

O corpo humano também é considerado um sistema mecânico, porém um sistema heterogêneo, ou seja, formado por vários segmentos com faixas de frequências naturais distintas, visto na Figura 2.6, que representa um apanhado geral de algumas literaturas da área [Griffin, 1990, e Wassermann, 1987]. Sobre estas faixas de frequências naturais, Anflor, 2003, diz:

“É exatamente por estas faixas de frequência naturais distintas que há um empenho maior da comunidade científica em conhecer os comportamentos biodinâmicos e fisiológicos do corpo humano. Por ser um sistema complexo, o corpo humano varia algumas das faixas de frequência natural de seus segmentos dependendo da posição, ora sentado, em pé ou deitado” [Anflor, 2003].

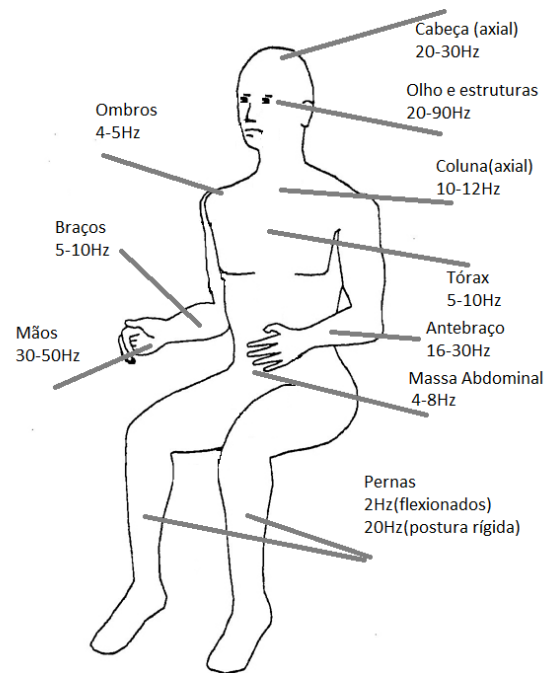


Figura 2.6 - Esquema do corpo humano com suas diferentes regiões e suas frequências de ressonância.

Fedatto Neto, 2016, cita que em função da ressonância se detecta problemas condizentes com a faixa de exposição para vibração de corpo. Pessoas que são diariamente submetidos às vibrações dentro das faixas previamente elencadas têm grande propensão a apresentar problemas na coluna, com dores e desconfortos na região lombar, pilar de sustentação da maior parte do peso corporal.

No caso de veículos militares blindados, as principais causas da vibração transmitida aos passageiros e motoristas são oriundas do terreno, do tipo específico de projeto de construção do veículo, motor, frenagens e acelerações. Parte das vibrações vindas da via são parcialmente absorvidos e atenuados pelo sistema de suspensão, mas impactos e vibrações de baixa frequência dificilmente são atenuados. Aspectos importantes relacionados ao posicionamento dos passageiros e motoristas em relação à posição do CG podem também afetar o nível de vibração sentido.

### 3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA NORMATIVA

Neste Capítulo serão abordados e revisados os conceitos aplicados à avaliação da vibração no corpo humano, assim como as normas aplicáveis. Serão expostas normas nacionais e internacionais, valores de ação e de limite de exposição à vibração, critérios de julgamento e tomada de decisão, além dos equacionamentos e explicações sobre: VCI, SEAT e vibração de impacto na região lombar.

#### 3.1 Normas relacionadas à vibração

De acordo com a ISO, a vibração mecânica sentida pelo corpo humano pode, muitas vezes, ser complexa, contendo múltiplas frequências, ocorrendo em mais de uma direção e em diversos pontos de contato com o corpo humano. Além disto seu nível pode apresentar mudanças ao longo do tempo, podendo os seus efeitos serem múltiplos. A exposição a vibração de corpo inteiro causa uma distribuição complexa de movimentos oscilatórios e forças dentro do corpo, podendo haver variações entre sujeitos com respeito aos efeitos biológicos. Este tipo de vibração é encontrado em veículos, máquinas, edifícios e nas proximidades de maquinários do ambiente de trabalho. A ISO (*International Organization for Standardization*), desenvolve e publica Normas Internacionais. De cunho vibracional, a ISO 2631-1, 1997, *Mechanical Vibration and Shock – Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration*, correspondente à vibração de corpo inteiro (VCI) e exclui efeitos perigosos da vibração transmitidos diretamente aos membros. Referente ao modelamento do corpo humano sentado, a norma ISO 5982, 2001.

Esta Parte 1 da ISO 2631 define métodos para medição de vibrações de corpo inteiro (VCI) periódicas, aleatórias e transientes, indica os principais fatores que se combinam para determinar se o grau de exposição à vibração pode ser considerado aceitável. É aplicável a movimentos transmitidos ao corpo humano como um todo através das superfícies como: pés (em uma pessoa sentada ou em pé), nádegas, costas ou área de apoio de uma pessoa reclinada. Os anexos informativos desta Norma fornecem orientação sobre os possíveis efeitos de vibração na saúde, conforto, percepção e enjoo. Como faixa de frequências de interesse:

- a) 0,5 Hz a 80 Hz para saúde, conforto e percepção.

b) 0,1 Hz a 0,5 Hz para enjoio.

A Norma Regulamentadora número 15 (NR-15) trata de atividades e operações insalubres, e seu Anexo 8, do ano de 2014, especifica sobre vibrações. Segundo a NR supracitada, serão consideradas atividades ou operações insalubres as que se desenvolvem comprovadas através de laudos de inspeção no local do trabalho, entendendo por “limite de tolerância” a concentração ou intensidade, relacionada com a natureza e o tempo de exposição ao agente, que não causará danos à saúde do trabalhador, durante a sua vida laboral. O exercício de trabalho em condições de insalubridade assegura ao trabalhador a percepção de adicional, incidente sobre o salário mínimo da região, equivalente a 20% (vinte por cento), para insalubridade de grau médio que é o caso do causador vibração. É citado que a eliminação ou neutralização da insalubridade deverá ocorrer com a adoção de medidas de ordem geral que conservem o ambiente de trabalho dentro dos limites de tolerância, ou com a utilização de equipamento de proteção individual.

O Anexo 8, 2014, da NR 15, tem como objetivo estabelecer critérios para caracterização da condição de trabalho insalubre decorrente da exposição às Vibrações de Mãos e Braços (VMB) e Vibrações de Corpo Inteiro (VCI), em que os procedimentos técnicos para a avaliação quantitativa das VCI e VMB são os estabelecidos nas Normas de Higiene Ocupacional (NHO) da FUNDACENTRO. De acordo com o Anexo 8, é caracterizada uma condição insalubre caso seja superado o limite de exposição ocupacional diária a VMB correspondente a um valor de aceleração resultante de exposição normalizada (*aren*) de 5 m/s<sup>2</sup>. E, caracterizando condição insalubre caso sejam superados quaisquer dos limites de exposição ocupacional diária a VCI: valor da aceleração resultante de exposição normalizada de 1,1 m/s<sup>2</sup>, ou valor da dose de vibração resultante (VDVR) de 21,0 m/s<sup>1,75</sup>. As situações de exposição a VMB e VCI superiores aos limites de exposição ocupacional são caracterizadas como insalubres em grau médio. A avaliação quantitativa deve ser representativa da exposição, abrangendo aspectos organizacionais e ambientais que envolvam o trabalhador no exercício de suas funções.

Acreditando na efetiva contribuição como ferramenta na identificação e na quantificação da exposição ocupacional a vibrações de corpo inteiro com o intuito de colaborar no controle da exposição e na prevenção de doenças ocupacionais, foi redigida, em 2013, a NHO 09 – Avaliação da exposição ocupacional a vibração de corpo inteiro. Este procedimento técnico faz parte da série de Normas de Higiene Ocupacional (NHO) elaborada por técnicos da Coordenação de Higiene do



Trabalho da FUNDACENTRO. Voltada à avaliação da exposição ocupacional à vibração de corpo inteiro propõe o conceito de componente de exposição como elemento a ser determinado pelo avaliador e utilizado na estimativa da exposição diária. Esta norma técnica tem por objetivo estabelecer critérios e procedimentos para a avaliação da exposição ocupacional a vibrações de corpo inteiro (VCI) que implique possibilidade de ocorrência de problemas diversos à saúde do trabalhador, entre os quais aqueles relacionados à coluna vertebral. A norma se aplica à exposição ocupacional a vibrações de corpo inteiro, em quaisquer situações de trabalho em que a vibração seja transmitida ao corpo, tanto na posição em pé, quanto na sentada.

Seguindo formulação e correlações matemáticas similares à ISO 2631-1/ 1997, a NHO 09 tem como valores de referência:

- a) O nível de ação para a exposição ocupacional diária à vibração de corpo inteiro adotado corresponde a um valor da aceleração resultante de exposição normalizada (*aren*) de  $0,5\text{m/s}^2$  e ao valor da dose de vibração resultante (VDVR) de  $9,1\text{m/s}^{1,75}$ .
- b) O limite de exposição ocupacional diária à vibração de corpo inteiro corresponde a um valor da aceleração resultante de exposição normalizada de  $1,1\text{ m/s}^2$  e ao valor da dose de vibração resultante (VDVR) de  $21\text{ m/s}^{1,75}$ .

Para fins de comparação com o limite de exposição ou com o nível de ação, independentemente da duração da jornada de trabalho, se determina a aceleração resultante a exposição normalizada (*aren*) e o valor da dose de vibração resultante (VDVR). Este último parâmetro adquire maior importância quando for constatada a ocorrência de choques ou solavancos significativos na exposição do trabalhador sob estudo.

Dentro desta Norma de Higiene Ocupacional número 9 estão os procedimentos experimentais de medição que devem ser seguidos. Para tomada de decisão e critério de julgamento, é apresentado em Norma a Tabela 3.1 em que se apresenta considerações técnicas e a atuação recomendada em função da aceleração resultante de exposição normalizada (*aren*) ou do valor de dose de vibração resultante (VDVR), encontrado na condição de exposição avaliada.

Independentemente dos resultados obtidos e do enquadramento na Tabela 3.1, quando, por meio do controle médico da saúde, ficar caracterizado onexo causal entre danos observados na saúde dos trabalhadores e a situação de trabalho a que eles ficam expostos, também deverão ser adotadas medidas corretivas visando à redução da exposição diária.

Tabela 3.1 - Critérios de julgamento e tomada de decisão pela NHO 09/2013.

[Fonte: Adaptado de NHO 09/2013]

<i>aren</i> (m/s <sup>2</sup> )	VDVR (m/s <sup>1.75</sup> )	Consideração Técnica	Atuação Recomendada
0 a 0,5	0 a 9,1	Aceitável	Ao menos manutenção da condição existente
$0,5 < \textit{aren} < 0,9$	$9,1 < \text{VDVR} < 16,4$	Acima do nível de ação	No mínimo adoção de medidas preventivas
0,9 a 1,1	16,4 a 21,0	Região de incerteza	Adoção de medidas preventivas e corretivas, visando à redução da exposição diária
$> 1,1$	$> 21,0$	Acima do limite de exposição	Adoção imediata de medidas corretivas

Deve ser ressaltado que, mesmo para valores de *aren* ou de VDVR considerados aceitáveis, a NHO 09 fomenta a adoção de medidas que reduzam os níveis de exposição, se disponíveis ou viáveis, uma vez que melhora as condições de exposição e minimiza os riscos de danos à saúde. Por definição, as medidas preventivas são ações que visam minimizar a probabilidade de que as exposições à vibração causem prejuízos ao trabalhador exposto e evitar que o limite de exposição seja ultrapassado. Por recomendação da normativa é interessante incluir o monitoramento periódico da exposição, a informação e orientação aos trabalhadores e o controle médico. As medidas corretivas visam a reduzir os níveis de exposição a vibrações, não excluindo outras medidas que possam ser consideradas necessárias ou recomendáveis para cada situação em específico.

Seguindo, a Diretiva Europeia 2002/44/EC, que trata sobre os requisitos mínimos de saúde e segurança relativos à exposição dos trabalhadores aos riscos decorrentes de agentes físicos (vibração), considera necessário introduzir medidas de proteção dos trabalhadores contra os riscos vibrações devido aos seus efeitos na saúde e segurança. Estas medidas são destinadas não só a garantir a saúde e a segurança de cada trabalhador numa base individual, mas também para criar base mínima de proteção de todos os trabalhadores da comunidade. O nível de exposição à vibração

pode ser reduzido de forma mais eficaz pela incorporação de medidas preventivas, concepção de estações/locais de trabalho e selecionando equipamentos, procedimentos e métodos, dando prioridade à redução dos riscos na fonte.

Assim como em outras Normas, já citadas acima, o nível de exposição à vibração mecânica pode ser avaliado por meio da observação de práticas de trabalho específicas. Informações relevantes sobre a magnitude provável da vibração correspondente aos tipos de equipamentos utilizados nas condições particulares de uso, incluindo informações fornecidas pelo fabricante do equipamento, podem ser úteis para fins de prevenção. Esta informação prévia deve ser distinguida da medição *in loco*, que requer o uso de aparelhagem específica e metodologia apropriada.

Ainda, a avaliação do nível de exposição à vibração se baseia no cálculo da exposição diária  $A_{(8)}$  expressa em aceleração contínua equivalente ao longo de um período de oito horas, calculada como o valor mais alto (*rms*) ou valor da dose de vibração ( $VDV_{(8)}$ ) das acelerações ponderadas em frequência, determinado em três eixos ortogonais ( $1,4 a_{wx}$ ,  $1,4 a_{wy}$ ,  $a_{wz}$  para um trabalhador sentado ou em pé) de acordo com os Capítulos 5, 6 e 7, Anexo A e Anexo B da ISO 2631-1 (1997). A avaliação do nível de exposição pode ser realizada com base numa estimativa em informações fornecidos pelos fabricantes ou medições efetuadas *in loco*.

### 3.2 Exposição humana a vibração

Existem uma série de parâmetros importantes do sinal de vibração para a avaliação de sua magnitude e efeito, tais como valor de pico, valor pico a pico, fatores de forma de crista e valor *rms* [Kaderli, 2010]. De acordo com Griffin, 1990, o valor de maior importância é o valor *rms* (*root mean square*), o qual possibilita avaliar a média de energia contida no movimento oscilatório, mostrando assim os danos provocados pelo efeito da vibração, este, como a mais importante medida de um sinal ou movimento, o qual possui também, relação direta com a energia contida na onda. A representação da expressão que define o valor da variável *rms* é mostrada abaixo para uma função de variável contínua  $x(t)$  definida sobre um intervalo de tempo  $T_1 \leq t \leq T_2$ .

$$x_{rms} = \sqrt{\frac{1}{T_2 - T_1} \int_{T_1}^{T_2} [x(t)]^2 dt} \quad (3.1)$$

Segundo Fagundes e Gomes, 2017, o valor *rms* se enquadra como o modo mais comum da intensidade de vibração a ser avaliada apesar de sinais de vibração com conteúdo espectral diferente poderem possuir idênticas intensidades e possuir efeitos completamente diversos no corpo humano. Ainda conforme Fagundes e Gomes, 2017, foram propostas na Norma ISO 2631-1/1997 curvas de ponderação, as quais se atribuem diferentes pesos para os valores de acelerações *rms* em função das respectivas frequências correspondentes do corpo humano cujo resultado é a aceleração ponderada ( $a_w$ ) em  $m/s^2$  a qual é dada pela equação:

$$a_{w,j} = [\sum(W_i a_i^2)]^{\frac{1}{2}} \quad j = x, y \text{ ou } z, \quad (3.2)$$

onde  $W_i$  são os fatores de ponderação indicados pela norma para cada banda ou terços de oitavas de frequências e  $a_i$  é a aceleração *rms* correspondente para cada faixa, que será detalhado na seção seguinte. O apêndice deste trabalho traz um código exemplo em MATLAB para uso desta equação.

De acordo com Reis, 2015, a norma descreve o modo de medição para saúde, conforto, percepção e enjoo. Ainda conforme Reis, 2015, a vibração que afeta o conforto humano se situa entre 0,5 e 80 Hz e pode ser avaliada para pessoas sentadas, medindo através do assento, em 6 eixos (3 translacionais e 3 rotacionais) e para pessoas em pé ou sentadas, medindo através do assento e chão em 3 eixos (3 translacionais). No caso de transporte sobre trilhos, Reis, 2015 afirma que o tipo mais indicado de vibração a ser medido é o tipo translacional. Os pesos e as curvas de ponderação podem ser vistos na Tabela 3.2, para cada situação, conforme indica a norma ISO 2631-1/1997.

São obtidos os valores  $a_{wx}$ ,  $a_{wy}$  e  $a_{wz}$  respectivos aos três eixos que representam o valor de acelerações ponderadas obtidas em x, y e z respectivamente. É necessária a obtenção de um valor único de aceleração, a fim de facilitar as comparações com a norma ISO 2631-1, 1997, através da seguinte equação:

$$a_v = \sqrt{k_x^2 \times a_{wx}^2 + k_y^2 \times a_{wy}^2 + k_z^2 \times a_{wz}^2}, \quad (3.3)$$

onde  $k_x$ ,  $k_y$  e  $k_z$  são os chamados fatores de ponderação, os quais, dependem do eixo em que a aceleração ocorre, da posição de medição e do objetivo da avaliação (conforto ou saúde). Na Tabela 3.3, encontramos os fatores de ponderação utilizados:

Tabela 3.2 - Fatores das curvas de ponderação para conforto ISO 2631-1/1997.

[Fonte: Adaptado de ISO 2631-1, 1997]

<b>Curva de Ponderações em Freqüências</b>	<b>Análise quanto ao Conforto</b>	<b><i>k</i></b>
$W_k$	Eixo z, medição na superfície do assento.	1,0
	Eixo z, em pé	1,0
	Deitado na vertical (exceto cabeça)	1,0
	Eixo x, y, superfície apoio pé (sentado)	0,25
	Eixo z superfície apoio pé (sentado)	0,40
$W_d$	Eixo x, medição na superfície do assento.	1,0
	Eixo y, medição na superfície do assento.	1,0
	Eixo x, y em pé	1,0
	Deitado na horizontal	1,0
	Eixos y Encosto do assento	0,4
	Eixos z encosto do assento	0,5
$W_f$	-	-
$W_c$	Eixo x , encosto do assento	0,8
$W_e$	$r_x$ , superfície do assento	0,63m/rad
	$r_y$ , superfície do assento	0,40m/rad
	$r_z$ , superfície do assento	0,20m/rad
$W_j$	Deitado na vertical (cabeça)	1,0

Tabela 3.3 - Fatores multiplicativos de acordo com a ISO 2631-1/1997.

[Fonte: Adaptado de ISO 2631-1, 1997]

<b>Fator de multiplicativo</b>	<b>Saúde</b>	<b>Conforto</b>
$k_x$	1.4 (piso e assento)	1.0 (assento); 0.25 (piso)
$k_y$	1.4 (piso e assento)	1.0 (assento); 0.25 (piso)
$k_z$	1.0 (piso e assento)	1.0 (assento); 0.4 (piso)

É calculada a vibração total equivalente ( $a_{ve}$ ) para casos nos quais a exposição a vibração ocorre em dois ou mais períodos para diferentes durações e magnitudes que correspondem a duração total de vibração, de acordo com a seguinte equação:

$$a_{ve} = \left[ \frac{\sum(a_{vi}^2 \times T_i)}{\sum T_i} \right]^{1/2}, \quad (3.4)$$

onde  $a_{vi}$  é a vibração em  $m/s^2$  para a duração de  $T_i$ , onde  $i$  é o período em questão.

A norma ISO 2631-1, 1997, estabelece o uso do valor de exposição diária  $A_{(8)}$  que é dado pela equação abaixo:

$$A_{(8)} = a_{ve} \sqrt{\frac{T}{T_0}} \quad (3.5)$$

Na equação acima  $T_0$  se refere a uma duração de 8 horas.  $A_{(8)}$  é entendido como a vibração total ponderada a que um determinado sistema está exposto no período de 8 horas diárias. Existem dois tipos de avaliação ao valor de  $A_{(8)}$ , denominados valores limites (VAE e VLE). VAE (valor de ação de exposição diária) se refere ao valor de exposição diária o qual se ultrapassado informa a necessidade de ações que diminuam o nível de vibração, apesar de não representar riscos elevados a saúde.

O segundo valor utilizado VLE (Valor Limite de Exposição) nos indica, caso seja ultrapassado, o elevado risco a saúde ocupacional no evento avaliado. Frente ao risco elevado a saúde devem se tomar ações imediatas para diminuir os níveis de vibrações, os quais podem ser considerados insalubres conforme as normas. Os valores limites encontrados seguem conforme Tabela 3.4 abaixo das normas ISO 2631-1/1997 e NR-15/2014.

Tabela 3.4 - Valores limites de vibração de acordo com a ISO 2631-1/1997 e NR-15/2014.

<b>Limites</b>	<b>VAE</b>	<b>VLE</b>
Valores limite NR-15, 2014 [ $m/s^2$ ]	0,55*	1,10
Valores limite ISO 2631-1, 1997 [ $m/s^2$ ]	0,43**	0,87**

\*Valor estipulado como sendo metade do valor limite.

\*\*Valores obtidos por interpolação do gráfico da ISO 2631-1 [1997] para 8h de exposição e curva B1.

Abaixo segue a escala que é utilizada em relação ao conforto pela norma ISO 2631-1/1997, que representa a aceleração ponderada como referência (Tabela 3.5):

Tabela 3.5 - Escala de conforto de acordo com a ISO 2631-1/1997.

[Fonte: Adaptado de ISO 2631-1, 1997]

<b>Faixa de vibração [<math>m/s^2</math>]</b>	<b>Índice de conforto</b>
Menor que 0,315	Confortável
0,315 - 0,63	Levemente desconfortável
0,5 - 1,0	Pouco desconfortável
0,8 - 1,6	Desconfortável
1,25 - 2,5	Muito desconfortável
Maior que 2,0	Extremamente desconfortável

Conforme comentado anteriormente um parâmetro de suma importância é o valor *rms*, o qual é responsável por medir e quantificar a energia contida na onda gerada pelo movimento oscilatório de aceleração gerando danos aos tecidos humanos [Griffin, 1990] bem como insônia, falta de concentração, enjoo, irritabilidade, falta de atenção entre outros sintomas conforme Reis, 2015. A aceleração *rms* medida no intervalo de tempo  $T_1 \leq t \leq T_2$  para uma variável contínua  $a(t)$  se encontra abaixo:

$$a_{rms} = \sqrt{\frac{1}{T_2 - T_1} \int_{T_1}^{T_2} [a(t)]^2 dt} \quad (3.6)$$

### 3.3 Transmissibilidade de amplitude efetiva do assento

Atualmente, um dos métodos mais utilizados para avaliar a dinâmica do conforto do assento é o valor de *SEAT* (*Seat Effective Amplitude Transmissibility*). Este valor *SEAT* pode ser calculado a partir de uma função de transferência para uma variedade de espectros de entrada de vibração [Westhuizen e Niekerk, 2006]. É definido como uma porcentagem proveniente da divisão do valor de vibração do assento pelo valor de vibração do piso, representada por seu valor *rms* ou valor de dose de vibração (VDV), medidos no sinal. Um valor de *SEAT* de 100% indica que não existe

melhoramento ou degradação no desconforto produzido pelo assento; se o valor é maior que 100%, o desconforto causado pela vibração é aumentado pelo assento e se o *SEAT* é menor do que 100 % indica que o assento isolou parte da vibração produzida. Este valor pode ser avaliado para os três eixos coordenados. Estudos de transmissibilidade de piso assento são conduzidos por Roth, 2010, em tratores agrícolas.

Conforme Fagundes e Gomes, 2017, são realizados muitos estudos de avaliação de assentos automotivos, os quais se baseiam em opinião de pilotos de testes caracterizando a subjetividade da avaliação através de medidas tendenciosas e muito dispersas. Ainda conforme Fagundes e Gomes, 2017, para se realizar quantitativamente e de modo mais confiável as medições que atestem a eficácia de um assento se calcula o índice *SEAT* o qual permite obter a razão entre a aceleração de saída (assento) em relação a aceleração de entrada (piso) em uma determinada direção na faixa de frequência ensaiada. A avaliação, segundo Fagundes e Gomes, 2017, pode ser feita por valores *rms*, *VDV* ou pelas respectivas integrais das densidades espectrais (*PSD*) no assento e dividido pelo valor no piso.

A equação a seguir mostra como calcular o valor *SEAT* usando a integral da densidade espectral de potência (*PSD*, *Power Spectral Density*) levando em conta as curvas de ponderação para cada direção [Griffin, 1990]:

$$SEAT\% = \sqrt{\frac{\int G_s(f)W_i^2(f)df}{\int G_f(f)W_i^2(f)df}} \times 100 \quad (3.7)$$

onde  $G_s(f)$  é a *PSD* da aceleração no assento,  $G_f(f)$  é a *PSD* da aceleração no piso e  $W_i$  são as curvas de ponderação (função da direção e da frequência). A transmissibilidade, por sua vez pode ser calculada de duas formas equivalentes [Maia et al., 1997]. A primeira forma usa a razão entre as *PSD* de entrada e saída:

$$H_s = \sqrt{\frac{G_s(f)}{G_f(f)}} \quad (3.8)$$

A segunda forma é calcular a transmissibilidade pela densidade espectral cruzada (*CSD*, *Cross Spectral Density*) entre a saída e a entrada:



$$H_{fs} = \sqrt{\frac{G_{fs}(f)}{G_f(f)}} \quad (3.9)$$

Uma vez que ambas as equações devem fornecer o mesmo valor, se avalia a razão entre elas como uma medida de coerência ( $\gamma$ ) entre o sinal de entrada e o sinal de saída, o que resulta em:

$$\gamma^2(f) = \frac{|G_{fs}(f)|^2}{G_f(f)G_s(f)} \quad (3.10)$$

O valor de coerência  $\gamma$  é um valor que deve se situar entre 0 e 1. Valores perto de 1 indicam uma boa correlação entre os sinais sendo analisados. Próximos de antirressonâncias, os valores podem variar, uma vez que há mudança de fase dos sinais. Se a transmissibilidade pode ser calculada de forma confiável, então a relação mostrada abaixo também pode ser usada para calcular o valor *SEAT*:

$$SEAT\% = \sqrt{\frac{\int G_f(f)|H_{fs}|^2 W_i^2(f) df}{\int G_f(f) W_i^2(f) df}} \times 100 \quad (3.11)$$

De maneira simplificada, se os sinais já filtrados pelas curvas de ponderação estão disponíveis, a equação seguinte mostra como calcular o valor *SEAT* usando apenas o valor *rms*:

$$SEAT\% = \frac{a_{w2,rms}}{a_{w1,rms}} \times 100, \quad (3.12)$$

onde  $a_{w2,rms}$  é o valor da aceleração *rms* já ponderada no assento e  $a_{w1,rms}$  é o valor da aceleração *rms* já ponderada no piso.

### 3.4 Determinação da resposta às vibrações de impacto da região lombar da coluna

Uma pessoa sentada em posição vertical, conforme ilustrado na Figura 3.1 abaixo, submetida à exposição prolongada de vibrações está sujeita a sofrer efeitos adversos à saúde. A ISO 2631-5/2004 aborda esta exposição humana a choques mecânicos múltiplos medidos no assento através de um modelo de resposta da coluna na região lombar. O procedimento de cálculo

é apresentado a seguir. O cálculo da resposta da coluna lombar descrita nesta parte pressupõe que a pessoa sujeita à vibração está sentada em posição vertical e não se levanta voluntariamente do assento durante a exposição, visto que, posturas diferentes podem resultar em diferentes respostas na coluna.

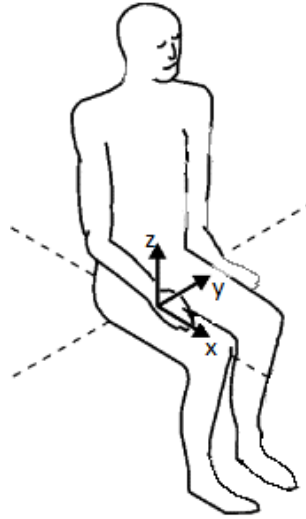


Figura 3.1 - Representação esquemática da configuração avaliada.

[Adaptado de ISO 2631-5/2004]

### 3.4.1 Resposta da coluna lombar na direção horizontal (x e y) e na direção vertical (z)

A determinação da resposta da coluna lombar à dose de aceleração envolve três etapas:

- Cálculo da resposta humana da coluna vertebral;
- Contagem de números e magnitudes de picos;
- Cálculo da dose de aceleração por aplicação de um modelo de dose relacionado com a teoria de fadiga de Palmer-Miner.

Nos eixos x e y, a resposta é aproximadamente linear e representada por um modelo de um grau de liberdade. A resposta da lombar  $a_{lk}$ , em  $m/s^2$ , é calculada a partir da Equação 3.13.

$$a_{lk}(t) = 2\xi\omega_n(v_{sk} - v_{lk}) + \omega_n^2(s_{sk} - s_{lk}), \quad (3.13)$$

onde  $\xi = 0,22$  é a razão de amortecimento;  $\omega_n = 13,35 s^{-1}$  é a frequência natural;  $k = x$  ou  $y$ ;  $v_{sk}$  e  $v_{lk}$  são os históricos de velocidades no assento e na coluna lombar;  $s_{sk}$  e  $s_{lk}$  são os históricos

de deslocamentos no assento e na coluna lombar. A norma recomenda que todas as leituras sejam re-amostradas à uma taxa de 200 Hz.

Na direção z, a resposta é não linear e é representada por um modelo de Rede Neural Recorrente. A aceleração no eixo z da lombar  $a_{lz}$ , em  $m/s^2$ , é prevista usando as equações:

$$a_{lz}(t) = \sum_{j=1}^7 W_j u_j(t) + W_8 \quad (3.14)$$

$$u_j(t) = \tanh \left[ \sum_{i=1}^4 w_{ji} a_{lz}(t-i) + \sum_{i=5}^{12} w_{ji} a_{sz}(t-i+4) + w_{j13} \right] \quad (3.15)$$

onde os coeficientes  $W_j$  e  $w_j$  são fornecidos em tabelas da ISO 2631-5, 2004, e são parâmetros aplicáveis quando os dados são amostrados a 160 Hz (Tabela 3.6 e Tabela 3.7).

Tabela 3.6 - Modelo de coeficientes no Eixo Z para a Equação (3.14).

[Fonte: Adaptado de ISO 2631-5/2004]

$W_1$	$W_2$	$W_3$	$W_4$	$W_5$	$W_6$	$W_7$	$W_8$
57,96539	52,32773	49,78227	53,16885	56,02619	-27,7955	72,34446	21,51959

### 3.4.2 Cálculo da dose de aceleração

A dose de aceleração  $D_k$ , em  $m/s^2$ , é definida como:

$$D_k = \left[ \sum_i A_{ik}^6 \right]^{1/6}, \quad (3.16)$$

onde,  $A_{ik}$  é o  $i$ -ésimo pico da resposta em termos da aceleração  $a_{lk}(t)$  e  $k = x, y$  ou  $z$ .

Um pico é definido como o valor absoluto máximo da resposta em termos da aceleração entre dois zeros consecutivos. Para as direções x e y, os picos positivos e negativos devem ser contados. Para a direção z, apenas os picos positivos devem ser contados. Para avaliar os efeitos sobre a saúde, é útil determinar a dose diária média  $D_{kd}$ , em  $m/s^2$ , a qual uma pessoa será exposta. Quando a exposição diária à vibração consiste em dois ou mais (n) períodos de diferentes

magnitudes, a dose de aceleração, para a exposição diária total deve ser calculada usando a Equação 3.17 abaixo.

$$D_{kd} = \left[ \sum_{j=1}^n D_{kj}^6 \frac{t_{dj}}{t_{mj}} \right]^{1/6}, \quad (3.17)$$

onde,  $t_{dj}$  é a duração da exposição diária a condição  $j$  e  $t_m$  é o período durante o qual  $D_{kj}$  foi medido.

Tabela 3.7 - Modelo de coeficientes no Eixo Z para a Equação (3.15).

[Fonte: Adaptado de ISO 2631-5/2004]

$j$	1	2	3	4	5	6	7
$w_{j1}$	0,00130	0,01841	-0,00336	0,01471	0,00174	0,00137	0,00145
$w_{j2}$	-0,00646	-0,00565	-0,00539	0,01544	-0,00542	0,00381	0,00497
$w_{j3}$	-0,00091	-0,02073	0,00708	-0,00091	0,00255	-0,00216	0,01001
$w_{j4}$	0,00898	-0,02626	0,00438	-0,00595	-0,00774	-0,00034	0,01283
$w_{j5}$	0,00201	0,00579	0,00330	-0,00065	-0,00459	-0,00417	-0,00468
$w_{j6}$	0,00158	0,00859	0,00166	0,00490	-0,00546	0,00057	-0,00797
$w_{j7}$	0,00361	0,00490	0,00452	0,00079	-0,00604	-0,00638	-0,00529
$w_{j8}$	0,00167	-0,00098	0,00743	0,00795	-0,01095	0,00627	-0,00341
$w_{j9}$	-0,00078	-0,00261	0,00771	0,00600	-0,00908	0,00504	0,00135
$w_{j10}$	-0,00405	-0,00210	0,00520	0,00176	-0,00465	-0,00198	0,00451
$w_{j11}$	-0,00536	0,00218	-0,00105	0,00195	0,00296	-0,00190	0,00306
$w_{j12}$	-0,00372	0,00037	-0,00045	-0,00197	0,00289	-0,00448	0,00216
$w_{j13}$	-0,31088	-0,95883	-0,67105	0,14423	0,04063	0,07029	1,03300

O procedimento para o cálculo da dose de aceleração é mostrado de forma de fluxograma na Figura 3.2 abaixo.

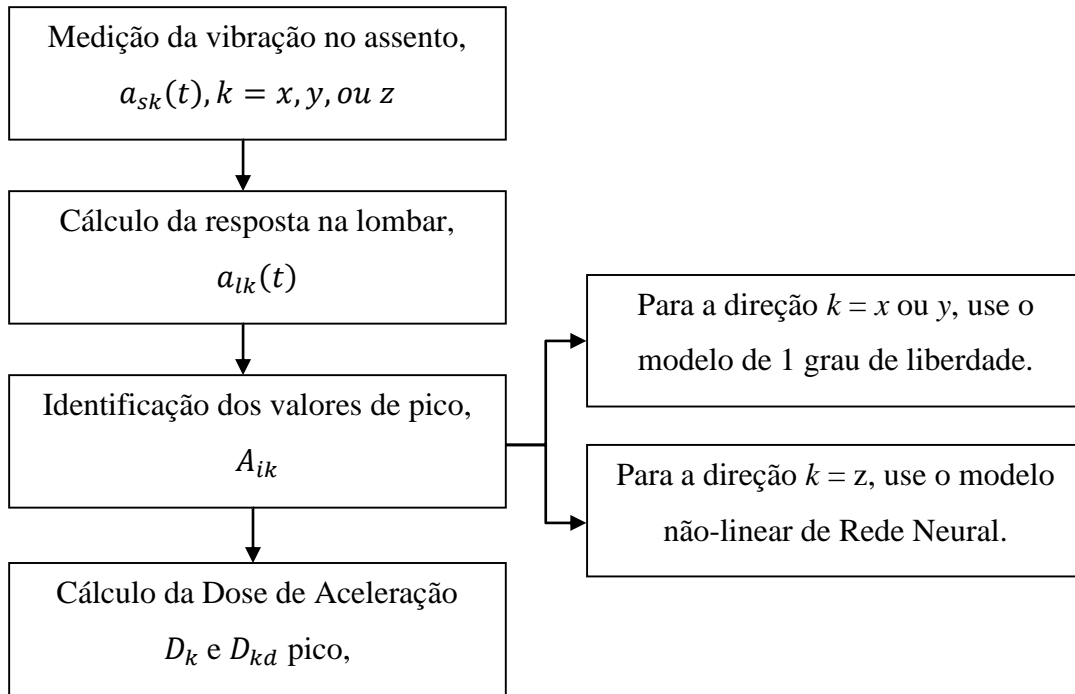


Figura 3.2 - Fluxograma para o cálculo da dose de vibração em impacto, neste trabalho.

[Adaptado de ISO 2631-5, 2004]

### 3.4.3 Avaliação dos efeitos à saúde

Com o uso de um modelo biomecânico, baseado em dados experimentais, se verifica que há uma relação linear entre a tensão compressiva que se deve aos choques de entrada pelo assento e a resposta em termos dos picos de aceleração na coluna. Uma tensão compressiva estática equivalente diária  $S_{ed}$ , em MPa, é calculada a partir da Equação:

$$S_{ed} = \left[ \sum_{k=x,y,z} (m_k D_{kd})^6 \right]^{1/6}, \quad (3.18)$$

onde,  $D_{kd}$  é a dose de aceleração diária média na direção k e  $m_k$  são coeficientes, cujos valores recomendados para cada direção são igualmente fornecidos na ISO 2631-5/2004. Valores recomendados para  $m_k$  são 0,015, 0,035 e 0,032 MPa/m/s<sup>2</sup>.

Em geral, um fator  $R$  pode ser definido para avaliação dos efeitos adversos à saúde relacionados com a resposta humana à dose de aceleração.  $R$  deve ser calculado sequencialmente levando em consideração a idade aumentada (e a resistência reduzida) à medida que o tempo de exposição aumenta. É definido pela Equação 3.19:

$$R = \left[ \sum_{i=1}^n \left( \frac{S_{ed} N^{1/6}}{S_{ui} - c} \right)^6 \right]^{1/6}, \quad (3.19)$$

onde,  $N$  é o número de dias de exposição por ano;  $i$  é o contador de anos;  $n$  é o número de anos de exposição;  $c$  é uma constante que representa a tensão estática devido à força gravitacional, sendo usado normalmente  $c = 0,25 \text{ MPa}$  para a postura de dirigir;  $S_{ui}$  é a resistência máxima da coluna lombar para uma pessoa com  $(b + i)$  anos de idade e  $b$  é a idade na qual a exposição à vibração inicia. O valor de  $S_{ui}$  varia com a densidade óssea das vértebras, que normalmente é reduzida com a idade. A partir de estudos, a seguinte relação foi obtida:

$$S_{ui} = 6,75 - 0,066(b + i), \quad (3.20)$$

Existe uma variabilidade humana significativa.  $R < 0,8$  indica uma baixa probabilidade de um efeito adverso para a saúde;  $R > 1,2$  indica uma alta probabilidade de um efeito adverso à saúde. Na Figura 3.3 indica no fluxograma os passos para avaliar estas probabilidades de efeitos danosos à lombar. A maior parte da implementação destes parâmetros estão descritos e codificados na ISO 2631-5/2004.

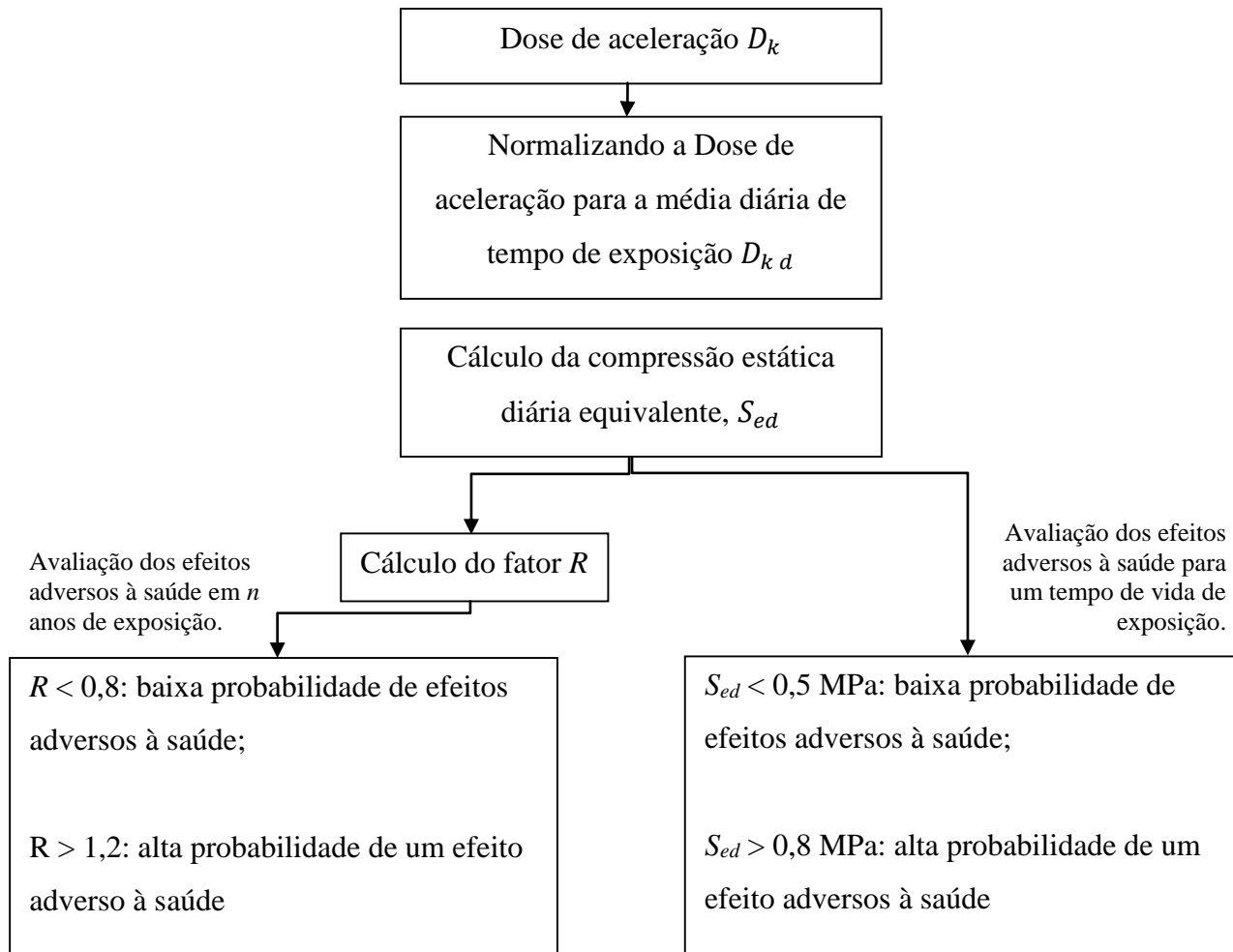


Figura 3.3 - Fluxograma para avaliação dos efeitos adversos à saúde da vibração contendo múltiplos impactos. [Adaptado de ISO 2631-5, 2004]

## 4 MATERIAL E MÉTODOS

Este Capítulo se refere aos materiais e métodos utilizados no presente estudo. Serão apresentados os veículos, o planejamento dos experimentos, assim como os equipamentos e dispositivos utilizados na instrumentação e realização dos testes experimentais aplicados à avaliação da vibração no corpo humano.

### 4.1 Equipamentos de Instrumentação

Para a determinação dos valores vibracionais efetivamente transmitidos ao corpo se utilizou acelerômetros, devidamente posicionados em uma placa de contato compatível com o equipamento de leitura empregado. Isto é, para gerar os dados de entrada foi necessário um acelerômetro transdutor de três eixos instalado em um *seat pad*, que é um disco com a borda externa feita de um material flexível, para se adequar ao formato do local de medição e com um núcleo rígido, onde estão encapsulados os acelerômetros, de forma padronizada para conseguir fazer leitura de vibração tri-axial. No caso das viaturas blindadas de transporte de pessoal, a ferramenta usada para a leitura e armazenamento dos dados coletados foi o medidor e analisador portátil comercial de vibrações Quest VI-400Pro [QUEST-TECHNOLOGY, 2005], número de série 12430, visto na Figura 4.1 abaixo. Este aparelho tem a capacidade de interpretar as informações apresentadas por quatro canais de entrada distintos, porém, no presente experimento só foram utilizados três destes canais, para os estímulos recebidos no terno axial x, y e z. Para o carro de combate Leopard I A5BR, foi utilizado o medidor e analisador portátil desenvolvido pelo Projeto de Instrumentação Mecânica, pertencente ao Grupo de Mecânica Aplicada - GMAp da UFRGS.





Figura 4.1 - Quest VI400Pro, utilizado para as medições nas viaturas blindadas sob rodas.

Se posiciona o *seat pad* na interface entre pessoa e assento e pés e piso, aonde há a transferência de vibração do veículo, com a orientação da plataforma devidamente correspondente com as exigências da norma ISO 2631-1, do ano de 1997, conforme demonstra a ilustração da Figura 4.2; também foi observada a posição do alinhamento entre o núcleo do *seat pad*.



Figura 4.2 - Instrumentação realizada em um dos veículos de análise (Urutu), com indicação da direção e sentido dos eixos cartesianos. Usou-se, aqui, o medidor desenvolvido pelo Projeto de Instrumentação Mecânica do GMAp – UFRGS.

Para proceder à aquisição de todos os dados exigidos para uma análise científica é preciso configurar os equipamentos de medição para que seja possível interpretar de forma coerente as excitações recebidas pelos instrumentos. Para este processo fez-se o uso do *software* compatível com o ferramental, o *Quest Suite Professional II* e um matemático comercial, os quais permitem a calibração do analisador, de acordo com as curvas de ponderação exigidas para a finalidade desejada da análise em questão e com o devido set dos fatores de multiplicação requeridos. Para o sistema de medição composto por dois *seat pads* e desenvolvido no laboratório, foi utilizado programa MATLAB com sub-rotinas próprias para a aquisição, análise e processamento dos dados medidos.

## 4.2 Planejamento dos Experimentos

O estudo foi baseado em uma série de testes experimentais realizados, em parceria com o Exército Brasileiro, no Centro de Instrução de Blindados (CI Bld) General Walter Pires na cidade de Santa Maria - RS. Naturalmente, desempenhado com todas as permissões e limitações impostas ao uso e itinerário por envolver veículos militares das Forças Armadas do Brasil, e não veículos de uso civil.

Foram realizadas, primeiramente, as medições de nível de aceleração no assento dos ocupantes das viaturas blindadas de transporte de pessoal Urutu e Guarani, nesta ordem, em que foi decidido transitar por um período de 15 minutos/trecho em três diferentes pisos: pavimentação rígida de concreto, paralelepípedo ou estrada de terra. Abaixo, em sequência, se encontram as Figuras 4.3 a 4.5 com as imagens das pavimentações percorridas pelos veículos colocados em teste.



Figura 4.3 - Pátio interno do Centro de Instrução de Blindados composto por pavimentação rígida de placas de concreto armado, na qual foram realizados os testes com os veículos blindados.



Figura 4.4 - Pavimentação do bairro Boi Morto em Santa Maria/RS, próximo ao CI Bld, composta por blocos de paralelepípedos irregulares (parte do trajeto de medição).



Figura 4.5 - Trajeto realizado no interior do bairro Boi Morto, em Santa Maria/RS. Estrada composta unicamente por terra (chão batido), sem cobertura asfáltica ou de concreto.

Dando segmento às medições, foi proposto, devido às regras e limitações impostas para um veículo blindado do segmento do Leopard, um trajeto interno ao Centro de Instrução para a realização dos testes na Viatura Blindada de Combate Leopard I A5BR, composto pelo pátio interno de pavimentação rígida de placas de concreto (vide Figura 4.3) e por um terreno natural utilizado para treinamentos, ilustrado na Figura 4.6 subsequente, constituído este por terra, barro, buracos e algumas pedras. Mais uma vez, foi avaliado por 15 minutos/trecho, sendo agora a instrumentação nas superfícies do piso e assento do motorista.



Figura 4.6 - (a) Imagens do terreno natural irregular e (b) piso de placas de concreto armado, no qual foi realizado uma parte dos testes envolvendo o veículo Leopard I. Esta estrada faz parte do interior dos domínios do 1º Regimento de Carros de Combate (1º RCC) e do 6º Esquadrão de Cavalaria Mecanizada (6º Esqd C Mec), que juntamente ao CI Bld fazem parte do Quartel de Blindados em Santa Maria/RS.

## 5 MODELAMENTO DINÂMICO VEICULAR

Este capítulo tratará da modelagem dinâmica de cada um dos veículos utilizados no escopo desta dissertação. Modelado no plano (2D) com captação do movimento de arfagem, para  $\frac{1}{2}$  veículo blindado e seus ocupantes. São definidos no texto: o desenho do modelo simplificado proposto, seus graus de liberdade, deslocamentos da base e, por fim, chegando à equação de movimento em forma matricial.

### 5.1 Sistema com múltiplos graus de liberdade

De acordo com Rao, 2010, diferentes métodos podem ser usados para aproximar um sistema contínuo como um sistema de múltiplos graus de liberdade. Um método simples envolve a substituição da massa distribuída ou da inércia do sistema por um número finito de massas aglomeradas ou corpos rígidos. As massas aglomeradas são assumidas para ser conectadas por membros elásticos e amortecedores sem massa. Coordenadas lineares (ou angulares) são usadas para descrever o movimento das massas aglomeradas (ou corpos rígidos). Tais modelos são chamados de parâmetro fixo, massa concentrada ou sistemas de massa discreta. O número mínimo de coordenadas necessárias para descrever o movimento das massas aglomeradas e corpos rígidos define o número de graus de liberdade do sistema.

Alguns problemas indicam automaticamente o tipo de modelo de parâmetros concentrados a ser usado. Por exemplo, o modelo veicular mostrado na Figura 5.1 sugere, automaticamente, o uso de um modelo de massas concentradas, como indicado. Neste modelo, se presume que a inércia do sistema esteja concentrada como massas de cinco pontos localizadas nos níveis do piso e na carroceria, e as rigidezes são substituídas pelas molas.

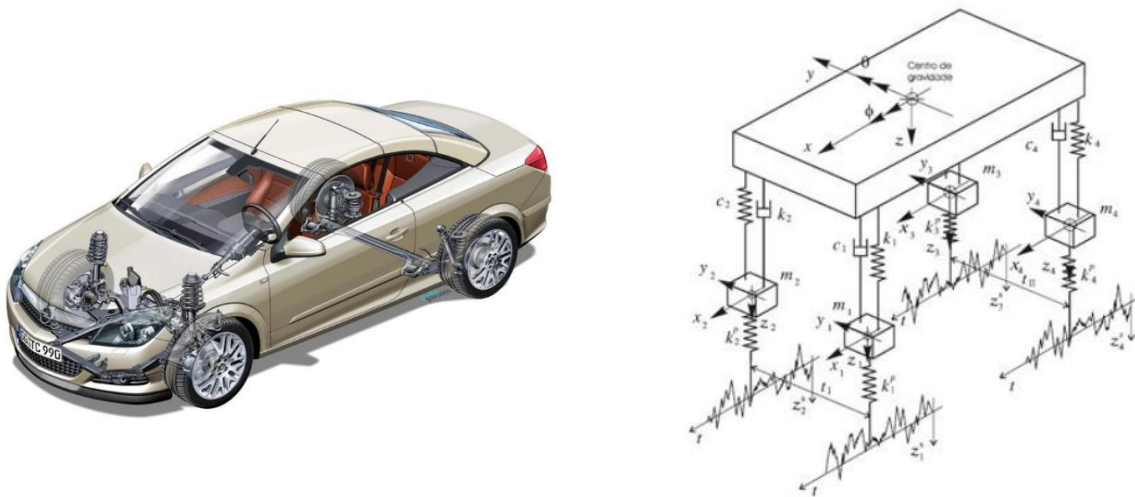


Figura 5.1 - Modelo veicular simplificado de sete graus de liberdade para um veículo com suspensões independentes. [Adaptado de Jazar, 2008]

Ainda citando Rao, 2010, outro método popular de aproximar um sistema contínuo como um sistema com vários graus de liberdade envolve a substituição da geometria do sistema por um grande número de pequenos elementos. Ao assumir uma solução simples dentro de cada elemento, os princípios de compatibilidade e equilíbrio são usados para encontrar uma solução aproximada para o sistema original que é então discreto, assumindo que partes do sistema possam ser considerados como corpos rígidos.

Assim como explicitado em Blundell e Harty, 2004, a teoria foi desenvolvida usando exemplos baseados em sistemas de suspensão veiculares. Isso é estendido para mostrar como as deslocamentos, velocidades e acelerações podem ser determinadas através de um sistema interligado de corpos rígidos e então simplificados para a direção de movimento vibracional. A definição de forças e momentos levará a definição das formulações dinâmicas completas tipicamente usadas em um código de análise de sistemas discretos deste tipo [Gillespie, 1992].

## 5.2 Modelo para Veículo de Transporte Urutu

O modelamento do Urutu foi feito supondo  $\frac{1}{2}$  veículo contendo as linhas de eixo e dois assentos (motorista e comandante), embora o veículo permita o transporte de 12 a 14 soldados

totalmente equipados. Na Figura 5.2, se apresenta o esquema das principais dimensões do blindado Urutu fabricado pela Engesa S/A.

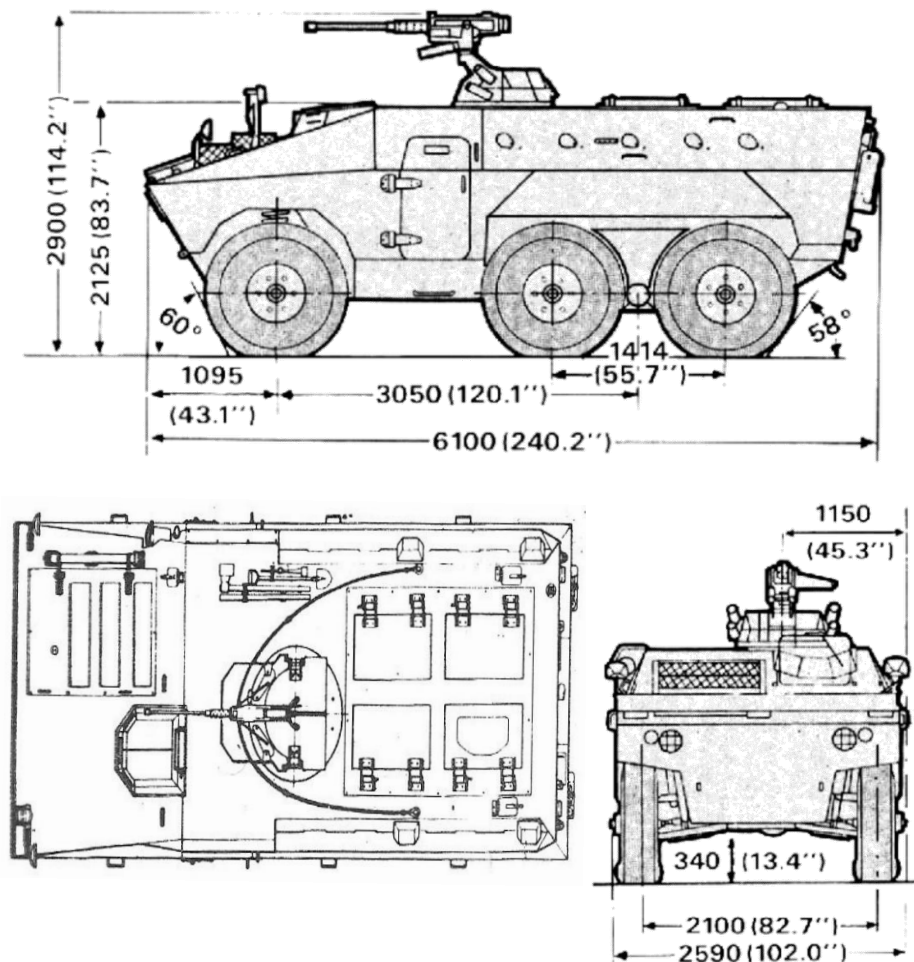


Figura 5.2 - Esquemas do veículo blindado Urutu - Engesa S/A.

[Adaptado de Manual de Operação MM-015-048 EE-11 Urutu, 2007]

Apresenta-se abaixo, como Figura 5.3, o modelo simplificado para a dinâmica vertical deste veículo blindado simulado como  $\frac{1}{2}$  veículo.



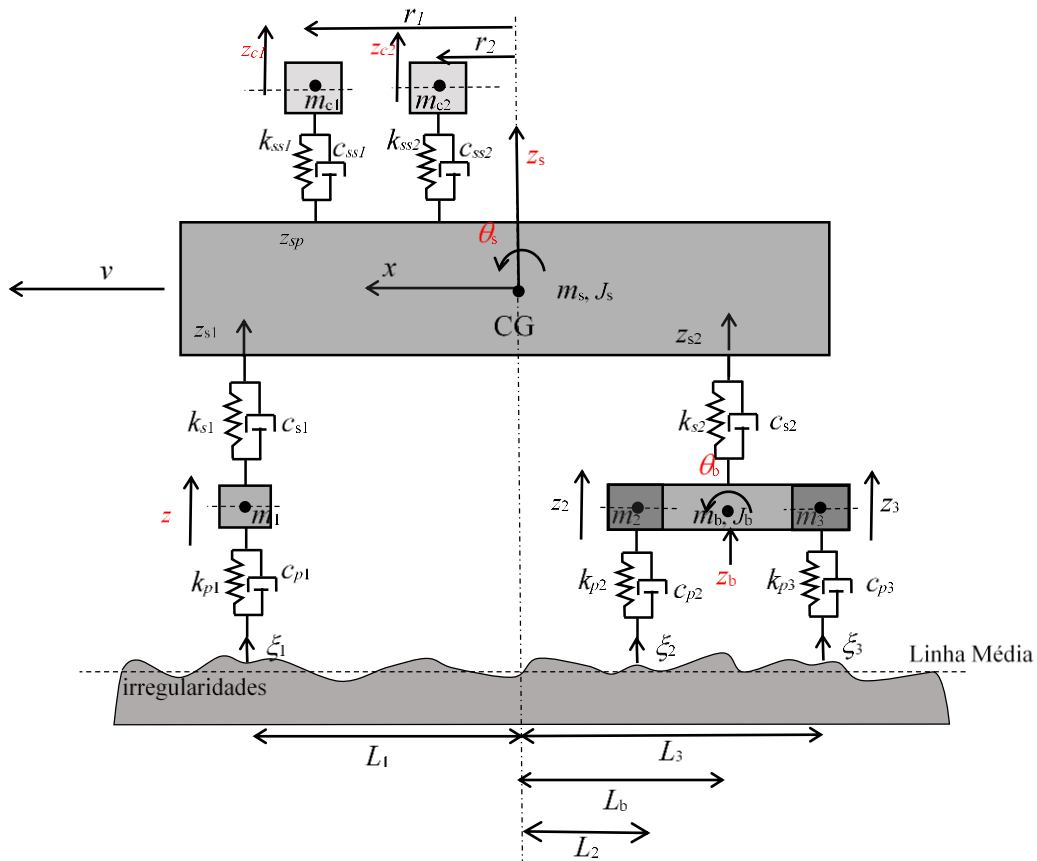


Figura 5.3 - Modelo simplificado de dinâmica vertical de 1/2 veículo do Urutu, contendo o motorista e um passageiro.

Definindo a ordem dos graus de liberdade e os respectivos deslocamentos da base:

$$\mathbf{X} = (z_1, z_b, \theta_b, z_s, z_{c1}, z_{c2}, \theta_s)^T \quad (5.1)$$

$$\boldsymbol{\xi} = (\xi_1, \xi_2, \xi_3)^T \quad (5.2)$$

Uma forma de derivar as equações de movimento é usar as equações de Lagrange. Primeiro se constrói o Lagrangeano  $L = T - V$ , onde  $T$  e  $V$  são, respectivamente, a energia cinética e potencial do sistema e se possível avaliar  $D$ , a energia dissipativa não conservativa do sistema.

$$T = \sum_{i=1}^n \frac{1}{2} m_i \dot{x}_i^2 \quad (5.3)$$

$$V = \sum_{i=1}^m \frac{1}{2} k_{i,j} (x_i - x_j)^2 \quad (5.4)$$

$$D = \sum_{i=1}^m \frac{1}{2} c_{i,j} (\dot{x}_i - \dot{x}_j)^2 \quad (5.5)$$

Então, com as forças externas agindo no sistema juntamente com as forças não conservativas dissipativas, se monta a Equação de Lagrange:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{x}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial x_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{x}_i} = 0 \quad (5.6)$$

Expandindo o sistema de equações, se chega ao sistema de equações diferenciais de movimento referente ao equilíbrio de forças e momentos. As equações de movimento são:

$$m_1 \dot{z}_1 = -k_{p1}(z_1 - \xi_1) - c_{p1}(\dot{z}_1 - \dot{\xi}_1) + k_{s1}(z_{s1} - z_1) + c_{s1}(\dot{z}_{s1} - \dot{z}_1) \quad (5.7)$$

$$m_b \ddot{z}_b = -k_{p2}(z_2 - \xi_2) - c_{p2}(\dot{z}_2 - \dot{\xi}_2) - k_{p3}(z_3 - \xi_3) - c_{p3}(\dot{z}_3 - \dot{\xi}_3) + k_{s2}(z_{s2} - z_b) + c_{s2}(\dot{z}_{s2} - \dot{z}_b) \quad (5.8)$$

$$J_b \ddot{\theta}_b = k_{p2}(z_2 - \xi_2)(L_2 - L_b) + c_{p2}(\dot{z}_2 - \dot{\xi}_2)(L_2 - L_b) + k_{p3}(z_3 - \xi_3)(L_3 - L_b) + c_{s3}(\dot{z}_3 - \dot{\xi}_3)(L_3 - L_b) \quad (5.9)$$

$$m_s \ddot{z}_s = -k_{s1}(z_{s1} - z_1) - c_{s1}(\dot{z}_{s1} - \dot{z}_1) - k_{s2}(z_{s2} - z_b) - c_{s2}(\dot{z}_{s2} - \dot{z}_b) + k_{ss1}(z_{c1} - z_{sp1}) + c_{ss1}(\dot{z}_{c1} - \dot{z}_{sp1}) + k_{ss2}(z_{c2} - z_{sp2}) + c_{ss2}(\dot{z}_{c2} - \dot{z}_{sp2}) \quad (5.10)$$

$$m_{c1} \ddot{z}_{c1} = -k_{ss1}(z_{c1} - z_{sp1}) - c_{ss1}(\dot{z}_{c1} - \dot{z}_{sp1}) \quad (5.11)$$

$$m_{c2} \ddot{z}_{c2} = -k_{ss2}(z_{c2} - z_{sp2}) - c_{ss2}(\dot{z}_{c2} - \dot{z}_{sp2}) \quad (5.12)$$

$$\begin{aligned}
J_s \ddot{\theta}_s &= k_{s1}(z_{s1} - z_1)L_1 + c_{s1}(\dot{z}_{s1} - \dot{z}_1)L_1 + k_{s2}(z_{s2} - z_b)L_b + c_{s2}(\dot{z}_{s2} - \dot{z}_b)L_b \\
&\quad - k_{ss1}(z_{c1} - z_{sp1})r_1 - c_{ss1}(\dot{z}_{c1} - \dot{z}_{sp1})r_1 - k_{ss2}(z_{c2} - z_{sp2})r_2 \\
&\quad - c_{ss2}(\dot{z}_{c2} - \dot{z}_{sp2})r_2
\end{aligned} \tag{5.13}$$

Rearranjando, fica com:

$$m_1 \ddot{z}_1 + k_{p1}z_1 + c_{p1}\dot{z}_1 - k_{s1}(z_{s1} - z_1) - c_{s1}(\dot{z}_{s1} - \dot{z}_1) = k_{p1}\xi_1 + c_{p1}\dot{\xi}_1 \tag{5.14}$$

$$\begin{aligned}
m_b \ddot{z}_b + k_{p2}z_2 + c_{p2}\dot{z}_2 + k_{p3}z_3 + c_{p3}\dot{z}_3 - k_{s2}(z_{s2} - z_b) - c_{s2}(\dot{z}_{s2} - \dot{z}_b) \\
= k_{p2}\xi_2 + c_{p2}\dot{\xi}_2 + k_{p3}\xi_3 + c_{p3}\dot{\xi}_3
\end{aligned} \tag{5.15}$$

$$\begin{aligned}
J_b \ddot{\theta}_b - k_{p2}z_2(L_2 - L_b) + -c_{p2}\dot{z}_2(L_2 - L_b) - k_{p3}z_3(L_3 - L_b) - c_{s3}\dot{z}_3(L_3 - L_b) \\
= (-k_{p2}L_2 + k_{p2}L_b)\xi_2 + (-k_{p3}L_3 + k_{p3}L_b)\xi_3 \\
+ (-c_{p2}L_2 + c_{p2}L_b)\dot{\xi}_2 + (-c_{s3}L_3 + c_{s3}L_b)\dot{\xi}_3
\end{aligned} \tag{5.16}$$

$$\begin{aligned}
m_s \ddot{z}_s + k_{s1}(z_{s1} - z_1) + c_{s1}(\dot{z}_{s1} - \dot{z}_1) + k_{s2}(z_{s2} - z_b) + c_{s2}(\dot{z}_{s2} - \dot{z}_b) \\
- k_{ss1}(z_{c1} - z_{sp1}) - c_{ss1}(\dot{z}_{c1} - \dot{z}_{sp1}) - k_{ss2}(z_{c2} - z_{sp2}) \\
- c_{ss2}(\dot{z}_{c2} - \dot{z}_{sp2}) = 0
\end{aligned} \tag{5.17}$$

$$m_{c1} \ddot{z}_{c1} + k_{ss1}(z_{c1} - z_{sp1}) + c_{ss1}(\dot{z}_{c1} - \dot{z}_{sp1}) = 0 \tag{5.18}$$

$$m_{c2} \ddot{z}_{c2} + k_{ss2}(z_{c2} - z_{sp2}) + c_{ss2}(\dot{z}_{c2} - \dot{z}_{sp2}) = 0 \tag{5.19}$$

$$\begin{aligned}
J_s \ddot{\theta}_s - k_{s1}(z_{s1} - z_1)L_1 - c_{s1}(\dot{z}_{s1} - \dot{z}_1)L_1 - k_{s2}(z_{s2} - z_b)L_b - c_{s2}(\dot{z}_{s2} - \dot{z}_b)L_b \\
+ k_{ss1}(z_{c1} - z_{sp1})r_1 + c_{ss1}(\dot{z}_{c1} - \dot{z}_{sp1})r_1 + k_{ss2}(z_{c2} - z_{sp2})r_2 \\
+ c_{ss2}(\dot{z}_{c2} - \dot{z}_{sp2})r_2 = 0
\end{aligned} \tag{5.20}$$

Lembrando que, para pequenos ângulos  $\text{sen}(\theta) \approx \theta$ , então as seguintes relações são válidas:

$$z_{s1} = z_s - \theta_s L_1 \tag{5.21}$$

$$\dot{z}_{s1} = \dot{z}_s - \dot{\theta}_s L_1 \tag{5.22}$$

$$z_{s2} = z_s - \theta_s L_b \tag{5.23}$$

$$\dot{z}_{s2} = \dot{z}_s - \dot{\theta}_s L_b \tag{5.24}$$

$$z_{sp1} = z_s - \theta_s r_1 \tag{5.25}$$

$$\dot{z}_{sp1} = \dot{z}_s - \dot{\theta}_s r_1 \tag{5.26}$$

$$z_{sp2} = z_s - \theta_s r_2 \quad (5.27)$$

$$\dot{z}_{sp2} = \dot{z}_s - \dot{\theta}_s r_2 \quad (5.28)$$

$$z_2 = z_b - \theta_b (L_2 - L_b) \quad (5.29)$$

$$\dot{z}_2 = \dot{z}_b - \dot{\theta}_b (L_2 - L_b) \quad (5.30)$$

$$z_3 = z_b - \theta_b (L_3 - L_b) \quad (5.31)$$

$$\dot{z}_3 = \dot{z}_b - \dot{\theta}_b (L_3 - L_b) \quad (5.32)$$

Aplicando as equações de pequenos ângulos anterior nas equações de movimento:

$$m_1 \ddot{z}_1 + k_{p1} z_1 + c_{p1} \dot{z}_1 - k_{s1} (z_s - \theta_s L_1 - z_1) - c_{s1} (\dot{z}_s - \dot{\theta}_s L_1 - \dot{z}_1) = k_{p1} \xi_1 + c_{p1} \dot{\xi}_1 \quad (5.33)$$

$$\begin{aligned} m_b \ddot{z}_b + k_{p2} (z_b - \theta_b (L_2 - L_b)) + c_{p2} (\dot{z}_b - \dot{\theta}_b (L_2 - L_b)) + k_{p3} (z_b - \theta_b (L_3 - L_b)) \\ + c_{p3} (\dot{z}_b - \dot{\theta}_b (L_3 - L_b)) - k_{s2} (z_s - \theta_s L_b - z_b) \\ - c_{s2} (\dot{z}_s - \dot{\theta}_s L_b - \dot{z}_b) = k_{p2} \xi_2 + c_{p2} \dot{\xi}_2 + k_{p3} \xi_3 + c_{p3} \dot{\xi}_3 \end{aligned} \quad (5.34)$$

$$\begin{aligned} J_b \ddot{\theta}_b - k_{p2} z_b (L_2 - L_b) + k_{p2} \theta_b (L_2 - L_b)^2 - c_{p2} \dot{z}_b (L_2 - L_b) + c_{p2} \dot{\theta}_b (L_2 - L_b) \\ - k_{p3} z_b (L_3 - L_b) + k_{p3} \theta_b (L_3 - L_b)^2 - c_{p3} \dot{z}_b (L_3 - L_b) + c_{p3} \dot{\theta}_b (L_3 \\ - L_b)^2 \\ = (-k_{p2} L_2 + k_{p2} L_b) \xi_2 + (-k_{p3} L_3 + k_{p3} L_b) \xi_3 \\ + (-c_{p2} L_2 + c_{p2} L_b) \dot{\xi}_2 + (-c_{p3} L_3 + c_{p3} L_b) \dot{\xi}_3 \end{aligned} \quad (5.35)$$

$$\begin{aligned} m_s \ddot{z}_s + k_{s1} (z_s - \theta_s L_1 - z_1) + c_{s1} (\dot{z}_s - \dot{\theta}_s L_1 - \dot{z}_1) + k_{s2} (z_s - \theta_s L_b - z_b) \\ + c_{s2} (\dot{z}_s - \dot{\theta}_s L_b - \dot{z}_b) - k_{ss1} (z_{c1} - z_s + \theta_s r_1) \\ - c_{ss1} (\dot{z}_{c1} - \dot{z}_s + \dot{\theta}_s r_1) - k_{ss2} (z_{c2} - z_s + \theta_s r_2) \\ - c_{ss2} (\dot{z}_{c2} - \dot{z}_s + \dot{\theta}_s r_2) = 0 \end{aligned} \quad (5.36)$$

$$m_{c1} \ddot{z}_{c1} + k_{ss1} (z_{c1} - z_s + \theta_s r_1) + c_{ss1} (\dot{z}_{c1} - \dot{z}_s + \dot{\theta}_s r_1) = 0 \quad (5.37)$$

$$m_{c2}\ddot{z}_{c2} + k_{ss2}(z_{c2} - z_s + \theta_s r_2) + c_{ss2}(\dot{z}_{c2} - \dot{z}_s + \dot{\theta}_s r_2) = 0 \quad (5.38)$$

$$\begin{aligned} J_s \ddot{\theta}_s - k_{s1}(z_s - \theta_s L_1 - z_1)L_1 - c_{s1}(\dot{z}_s - \dot{\theta}_s L_1 - \dot{z}_1)L_1 - k_{s2}(z_s - \theta_s L_b - z_b)L_b \\ - c_{s2}(\dot{z}_s - \dot{\theta}_s L_b - \dot{z}_b)L_b + k_{ss1}(z_{c1} - z_s + \theta_s r_1)r_1 \\ + c_{ss1}(\dot{z}_{c1} - \dot{z}_s + \dot{\theta}_s r_1)r_1 + k_{ss2}(z_{c2} - z_s + \theta_s r_2)r_2 \\ + c_{ss2}(\dot{z}_{c2} - \dot{z}_s + \dot{\theta}_s r_2)r_2 = 0 \end{aligned} \quad (5.39)$$

Rearranjando para as variáveis dos graus de liberdade:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{z}_1 + (c_{p1} + c_{s1})\dot{z}_1 - c_{s1}\dot{z}_s + (c_{s1}L_1)\dot{\theta}_s + (k_{s1} + k_{p1})z_1 - k_{s1}z_s + (k_{s1}L_1)\theta_s \\ = k_{p1}\xi_1 + c_{p1}\dot{\xi}_1 \end{aligned} \quad (5.40)$$

$$\begin{aligned} m_b \ddot{z}_b + (c_{p2} + c_{p3} + c_{s2})\dot{z}_b + (-c_{p2}L_2 + c_{p2}L_b - c_{p3}L_3 + c_{p3}L_b)\dot{\theta}_b - c_{s2}\dot{z}_s \\ + c_{s2}L_b\dot{\theta}_s + (k_{p2} + k_{p3} + k_{s2})z_b + (-k_{p2}L_2 + k_{p2}L_b - k_{p3}L_3 \\ + k_{p3}L_b)\theta_b - k_{s2}z_s + k_{s2}L_b\theta_s = k_{p2}\xi_2 + c_{p2}\dot{\xi}_2 + k_{p3}\xi_3 + c_{p3}\dot{\xi}_3 \end{aligned} \quad (5.41)$$

$$\begin{aligned} J_b \ddot{\theta}_b + (-c_{p2}L_2 + c_{p2}L_b - c_{p3}L_3 + c_{p3}L_b)\dot{z}_b + [c_{p2}(L_2 - L_b)^2 + c_{p3}(L_3 - L_b)^2]\dot{\theta}_b \\ + (-k_{p2}L_2 + k_{p2}L_b - k_{p3}L_3 + k_{p3}L_b)z_b \\ + [k_{p2}(L_2 - L_b)^2 + k_{p3}(L_3 - L_b)^2]\theta_b \\ = (-k_{p2}L_2 + k_{p2}L_b)\xi_2 + (-k_{p3}L_3 + k_{p3}L_b)\xi_3 \\ + (-c_{p2}L_2 + c_{p2}L_b)\dot{\xi}_2 + (-c_{p3}L_3 + c_{p3}L_b)\dot{\xi}_3 \end{aligned} \quad (5.42)$$

$$\begin{aligned} m_s \ddot{z}_s - c_{s1}\dot{z}_1 - c_{s2}\dot{z}_b + (c_{s1} + c_{s2} + c_{ss1} + c_{ss2})\dot{z}_s - (c_{ss1} + c_{ss2})\dot{z}_c \\ + (-c_{s1}L_1 - c_{s2}L_b - c_{ss1}r_1 - c_{ss2}r_2)\dot{\theta}_s - k_{s1}z_1 - k_{s2}z_b \\ + (k_{s1} + k_{s2} + k_{ss1} + k_{ss2})z_s - (k_{ss1} + k_{ss2})z_c + (-k_{s1}L_1 - k_{s2}L_b \\ - k_{ss1}r_1 - k_{ss2}r_2)\theta_s = 0 \end{aligned} \quad (5.43)$$

$$m_{c1}\ddot{z}_{c1} - c_{ss1}\dot{z}_s + c_{ss1}\dot{z}_c + (c_{ss1}r_1)\dot{\theta}_s - k_{ss1}z_s + k_{ss1}z_c + (k_{ss1}r_1)\theta_s = 0 \quad (5.44)$$

$$m_{c2}\ddot{z}_{c2} - c_{ss2}\dot{z}_s + c_{ss2}\dot{z}_c + (c_{ss2}r_2)\dot{\theta}_s - k_{ss2}z_s + k_{ss2}z_c + (k_{ss2}r_2)\theta_s = 0 \quad (5.45)$$

$$\begin{aligned} J_s\ddot{\theta}_s + c_{s1}L_1\dot{z}_1 + c_{s2}L_b\dot{z}_b + (-c_{s1}L_1 - c_{s2}L_b - c_{ss1}r_1 - c_{ss2}r_2)\dot{z}_s \\ + (c_{ss1}r_1 + c_{ss2}r_2)\dot{z}_c + (c_{s1}L_1^2 + c_{s2}L_b^2 + c_{ss1}r_1^2 + c_{ss2}r_2^2)\dot{\theta}_s \\ + k_{s1}L_1z_1 + k_{s2}L_bz_b + (-k_{s1}L_1 - k_{s2}L_b - k_{ss1}r_1 - k_{ss2}r_2)z_s \\ + (k_{ss1}r_1 + k_{ss2}r_2)z_c + (k_{s1}L_1^2 + k_{s2}L_b^2 + k_{ss1}r_1^2 + k_{ss2}r_2^2)\theta_s = 0 \end{aligned} \quad (5.46)$$

Equação de equilíbrio em forma matricial:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{X}} + \mathbf{K}\mathbf{X} = \mathbf{F}_e \quad (5.47)$$

Rearranjando em termos de matrizes da equação de equilíbrio, respectivamente abaixo, se encontram as matrizes de massa, rigidez e amortecimento.

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & mb & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & Jb & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & ms & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & mc1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & mc2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & Js \end{bmatrix} \quad (5.48)$$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} ks1+ \\ kp1 & 0 & 0 & -ks1 & 0 & 0 & ks1*L1 \\ 0 & kp2+kp3+ks2 & -kp2*L2+kp2*Lb- & -ks2 & 0 & 0 & ks2*Lb \\ 0 & -kp2*L2+kp2*Lb- & kp3*L3+kp3*Lb & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & kp3*L3+kp3*Lb & kp2*(L2- & 0 & 0 & 0 & -ks1*L1-ks2*Lb- \\ & Lb)^2+kp3*(L3-Lb)^2 & & ks1+ks2+kss1+kss2 & -kss1 & -kss2 & kss1*r1-kss2*r2 \\ -ks1 & -ks2 & 0 & -kss1 & kss1 & 0 & kss1*r1 \\ 0 & 0 & 0 & -kss2 & 0 & kss2 & kss2*r2 \\ 0 & 0 & 0 & & & & \\ ks1* & & & -ks1*L1-ks2*Lb- & & & ks1*L1^2+ks2*Lb^2+kss1*r \\ L1 & ks2*Lb & 0 & kss1*r1-kss2*r2 & kss1*r1 & kss2*r2 & 1^2+kss2*r2^2 \end{bmatrix} \quad (5.49)$$

$$C = \begin{bmatrix} cs1+cp1 & 0 & 0 & -cs1 & 0 & 0 & cs1*L1 \\ 0 & cp2+cp3+cs2 & -cp2*L2+cp2*Lb- & -cs2 & 0 & 0 & cs2*Lb \\ & -cp2*L2+cp2*Lb- & cp3*L3+cp3*Lb & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & cp3*L3+cp3*Lb & cp2*(L2- & 0 & 0 & 0 & -cs1*L1-cs2*Lb-css1*r1- \\ & & Lb)^2+cp3*(L3-Lb)^2 & cs1+cs2+css1+css2 & -css1 & -css2 & css2*r2 \\ -cs1 & -cs2 & 0 & & & & \\ 0 & 0 & 0 & -css1 & css1 & 0 & css1*r1 \\ 0 & 0 & 0 & -css2 & 0 & css2 & css2*r2 \\ cs1*L1 & cs2*Lb & 0 & -cs1*L1-cs2*Lb- & & css2* & cs1*L1^2+cs2*Lb^2+css1*r1^2 \\ & & & css1*r1-css2*r2 & css1*r1 & r2 & +css2*r2^2 \end{bmatrix} \quad (5.50)$$

Para este modelo empregado as propriedades indicadas na Tabela 5.1, 5.2, 5.3 e 5.4 foram utilizadas de acordo com as informações obtidas em catálogos dos blindados fornecidos pelo EB e valores de trabalhos semelhantes.

Tabela 5.1 - Dados de inércia do modelo dinâmico do veículo blindado Urutu.

<b>Parâmetro</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
$m_1$	415,0	kg
$m_2$	415,0	kg
$m_3$	415,0	kg
$m_b$	500,0	kg
$m_{c1}$	100,0	kg
$m_{c2}$	100,0	kg
$m_s$	10310,0	kg
$J_b$	295,8	kg m <sup>2</sup>
$J_s$	33457,0	kg m <sup>2</sup>

Tabela 5.2 - Dados geométricos do modelo dinâmico do veículo blindado Urutu.

<b>Parâmetro</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
$L_1$	1,815	m
$L_2$	- 0,528	m
$L_3$	- 1,943	m
$l_b$	- 1,235	m
$r_1$	1,185	m
$r_2$	- 0,050	m

Tabela 5.3 - Dados elásticos do modelo dinâmico do veículo blindado Urutu.

<b>Parâmetro</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
$k_{p1}$	0,66	MN/m
$k_{p2}$	0,66	MN/m
$k_{p3}$	0,66	MN/m
$k_{s1}$	0,175	MN/m
$k_{s2}$	0,175	MN/m
$k_{ss1}$	10,0	kN/m
$k_{ss2}$	40,0	kN/m

Tabela 5.4 - Dados de amortecimento do modelo dinâmico do veículo blindado Urutu.

<b>Parâmetro</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
$c_{p1}$	2660,0	Ns/m
$c_{p2}$	2660,0	Ns/m
$c_{p3}$	2660,0	Ns/m
$c_{s1}$	40000,0	Ns/m
$c_{s2}$	45973,0	Ns/m
$c_{ss1}$	750,0	Ns/m
$c_{ss2}$	220,0	Ns/m



### 5.3 Modelo para o Veículo de Transporte Guarani

O modelamento da viatura Guarani foi feito supondo  $\frac{1}{2}$  veículo contendo as linhas de eixo e dois assentos (motorista e atirador), embora o veículo contenha um assento reservado para o comandante do veículo e permita o transporte de mais 9 passageiros, totalizando 11 militares. A Figura 5.4 abaixo indica as principais dimensões do blindado Guarani, e posteriormente é apresentado o modelamento dinâmico vertical na Figura 5.5.

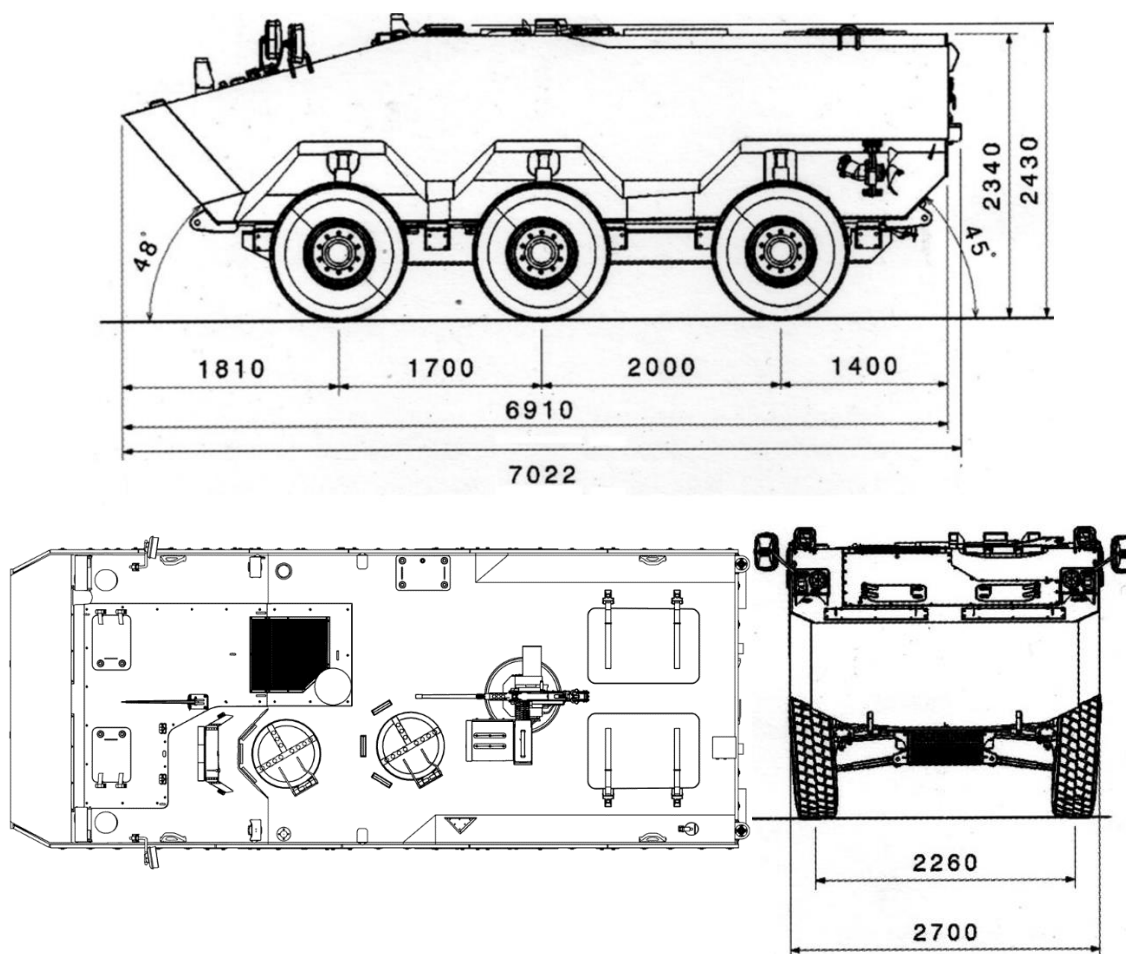


Figura 5.4 - Esquemas do VBTP Guarani, fabricado pela IVECO.

[Adaptado de Manual Técnico 2355-005-12 VBTP Guarani 6x6 MR, 2015]

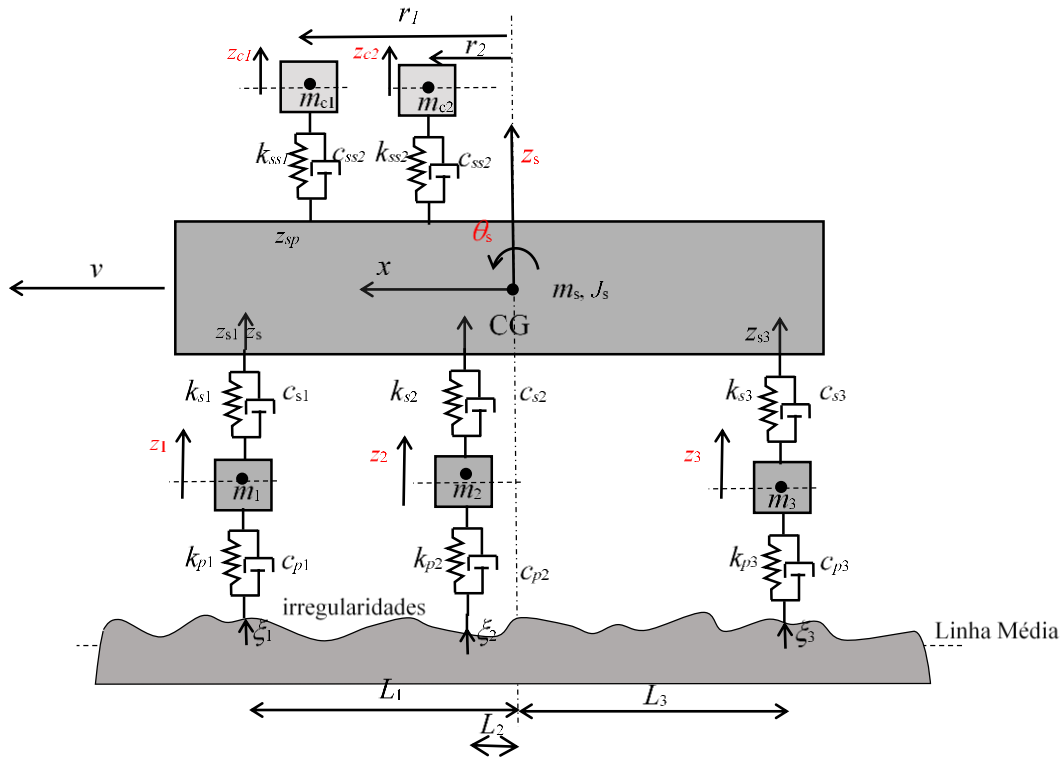


Figura 5.5 - Modelo simplificado de dinâmica vertical de 1/2 veículo de transporte Guarani.

São definidos os seguintes graus de liberdade para este modelo:

$$\mathbf{X} = (z_1, z_2, z_3, z_s, z_{c1}, z_{c2}, \theta_s)^T \quad (5.51)$$

Os deslocamentos da base pela irregularidade do terreno:

$$\boldsymbol{\xi} = (\xi_1, \xi_2, \xi_3)^T \quad (5.52)$$

Equacionando os graus de liberdade indicados na Figura 5.5 acima, se chega a:

$$m_1 \ddot{z}_1 = -k_{p1}(z_1 - \xi_1) - c_{p1}(\dot{z}_1 - \dot{\xi}_1) + k_{s1}(z_{s1} - z_1) + c_{s1}(\dot{z}_{s1} - \dot{z}_1) \quad (5.53)$$

$$m_2 \ddot{z}_2 = -k_{p2}(z_2 - \xi_2) - c_{p2}(\dot{z}_2 - \dot{\xi}_2) + k_{s2}(z_{s2} - z_2) + c_{s2}(\dot{z}_{s2} - \dot{z}_2) \quad (5.54)$$

$$m_3 \ddot{z}_3 = -k_{p3}(z_3 - \xi_3) - c_{p3}(\dot{z}_3 - \dot{\xi}_3) + k_{s3}(z_{s3} - z_3) + c_{s3}(\dot{z}_{s3} - \dot{z}_3) \quad (5.55)$$

$$\begin{aligned} m_s \ddot{z}_s = & -k_{s1}(z_{s1} - z_1) - c_{s1}(\dot{z}_{s1} - \dot{z}_1) - k_{s2}(z_{s2} - z_2) - c_{s2}(\dot{z}_{s2} - \dot{z}_2) \\ & - k_{s3}(z_{s3} - z_3) - c_{s3}(\dot{z}_{s3} - \dot{z}_3) + k_{ss1}(z_{c1} - z_{sp1}) + c_{ss1}(\dot{z}_{c1} - \dot{z}_{sp1}) \\ & + k_{ss2}(z_{c2} - z_{sp2}) + c_{ss2}(\dot{z}_{c2} - \dot{z}_{sp2}) \end{aligned} \quad (5.56)$$

$$m_{c1} \ddot{z}_{c1} = -k_{ss1}(z_{c1} - z_{sp1}) - c_{ss1}(\dot{z}_{c1} - \dot{z}_{sp1}) \quad (5.57)$$

$$m_{c2} \ddot{z}_{c2} = -k_{ss2}(z_{c2} - z_{sp2}) - c_{ss2}(\dot{z}_{c2} - \dot{z}_{sp2}) \quad (5.58)$$

$$\begin{aligned} J_s \ddot{\theta}_s = & k_{s1}(z_{s1} - z_1)L_1 + c_{s1}(\dot{z}_{s1} - \dot{z}_1)L_1 + k_{s2}(z_{s2} - z_2)L_2 + c_{s2}(\dot{z}_{s2} - \dot{z}_2)L_2 \\ & + k_{s3}(z_{s3} - z_3)L_3 + c_{s3}(\dot{z}_{s3} - \dot{z}_3)L_3 - k_{ss1}(z_{c1} - z_{sp1})r_1 \\ & - c_{ss1}(\dot{z}_{c1} - \dot{z}_{sp1})r_1 - k_{ss2}(z_{c2} - z_{sp2})r_2 - c_{ss2}(\dot{z}_{c2} - \dot{z}_{sp2})r_2 \end{aligned} \quad (5.59)$$

As correspondentes matrizes são as indicadas abaixo:

$$M = \begin{bmatrix} m1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_s & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_{c1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_{c2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_s \end{bmatrix} \quad (5.60)$$

$$K = \begin{bmatrix} ks1+kp & & & & & & & \\ 1 & 0 & 0 & -ks1 & 0 & 0 & ks1*L1 & \\ & ks2+kp2 & 0 & -ks2 & 0 & 0 & ks2*L2 & \\ & 0 & ks3+kp3 & -ks3 & 0 & 0 & ks3*L3 & \\ -ks1 & -ks2 & -ks3 & \frac{ks1+ks2+ks3+kss1+kss2}{2} & -kss1 & -kss2 & -ks1*L1 -ks2*L2-ks3*L3-kss1*r1-kss2*r2 & \\ 0 & 0 & 0 & -kss1 & kss1 & 0 & kss1*r1 & \\ 0 & 0 & 0 & -kss2 & 0 & kss2 & kss2*r2 & \\ ks1*L1 & ks2*L2 & k & -ks1*L1 -ks2*L2-ks3*L3-kss1*r1-kss2*r2 & kss1*r1 & kss2*r2 & ks1*L1^2+ks2*L2^2+ks3*L3^2+kss1*r1^2+kss2*r2^2 & \end{bmatrix} \quad (5.61)$$

$$C = \begin{bmatrix} cs1+cp & & & & & & & \\ 1 & 0 & 0 & -cs1 & 0 & 0 & cs1*L1 & \\ & cs2+cp & 0 & -cs2 & 0 & 0 & cs2*L2 & \\ & 0 & cs3+cp & -cs3 & 0 & 0 & cs3*L3 & \\ -cs1 & -cs2 & -cs3 & \frac{cs1+cs2+cs3+css1+css2}{2} & -css1 & -css2 & -cs1*L1 -cs2*L2-cs3*L3-css1*r1-css2*r2 & \\ 0 & 0 & 0 & -css1 & css1 & 0 & css1*r1 & \\ 0 & 0 & 0 & -css2 & 0 & css2 & css2*r2 & \\ cs1*L1 & cs2*L2 & cs3*L3 & -cs1*L1 -cs2*L2-cs3*L3-css1*r1-css2*r2 & css1*r1 & css2*r2 & cs1*L1^2+cs2*L2^2+cs3*L3^2+css1*r1^2+css2*r2^2 & \end{bmatrix} \quad (5.62)$$

Para este modelo empregado as propriedades indicadas nas Tabelas 5.5 a 5.8 foram utilizadas de acordo com as informações obtidas em catálogos dos blindados fornecidos pelo EB e valores de trabalhos semelhantes.

Tabela 5.5 - Dados de inércia do modelo dinâmico do veículo blindado Guarani.

Parâmetro	Valor	Unidade
$m_1$	415,0	kg
$m_2$	415,0	kg
$m_3$	415,0	kg
$m_{c1}$	100,0	kg
$m_{c2}$	100,0	kg
$m_s$	15310,0	kg
$J_s$	65476,0	kg m <sup>2</sup>

Tabela 5.6 - Dados geométricos do modelo dinâmico do veículo blindado Guarani.

Parâmetro	Valor	Unidade
$L_1$	1,645	m
$L_2$	- 0,055	m
$L_3$	- 2,055	m
$r_1$	0,795	m
$r_2$	- 0,722	m

Tabela 5.7 - Dados elásticos do modelo dinâmico do veículo blindado Guarani.

Parâmetro	Valor	Unidade
$k_{p1}$	0,66	MN/m
$k_{p2}$	0,66	MN/m
$k_{p3}$	0,66	MN/m
$k_{s1}$	0,175	MN/m
$k_{s2}$	0,175	MN/m
$k_{s3}$	0,409	MN/m
$k_{ss1}$	10,0	kN/m
$k_{ss2}$	40,0	kN/m

Tabela 5.8 - Dados de amortecimento do modelo dinâmico do veículo blindado Urutu.

Parâmetro	Valor	Unidade
$c_{p1}$	2660,0	Ns/m
$c_{p2}$	2660,0	Ns/m
$c_{p3}$	2660,0	Ns/m
$c_{s1}$	40000,0	Ns/m
$c_{s2}$	40000,0	Ns/m
$c_{s3}$	45973,0	Ns/m
$c_{ss1}$	750,0	Ns/m
$c_{ss2}$	220,0	Ns/m

## 5.4 Modelo para o Carro de Combate Leopard

Para o modelamento do veículo de combate Leopard I A5BR se procedeu de forma semelhante. Neste caso, o veículo é de tração por esteira sendo necessário modelar também o efeito deste tipo de tração no sistema de suspensão [Wong, 1997]. A Figura 5.6 indica as principais dimensões deste veículo blindado e de esteiras. A Figura 5.7, mais abaixo, ilustra um esquema simplificado para a suspensão deste tipo de veículo.

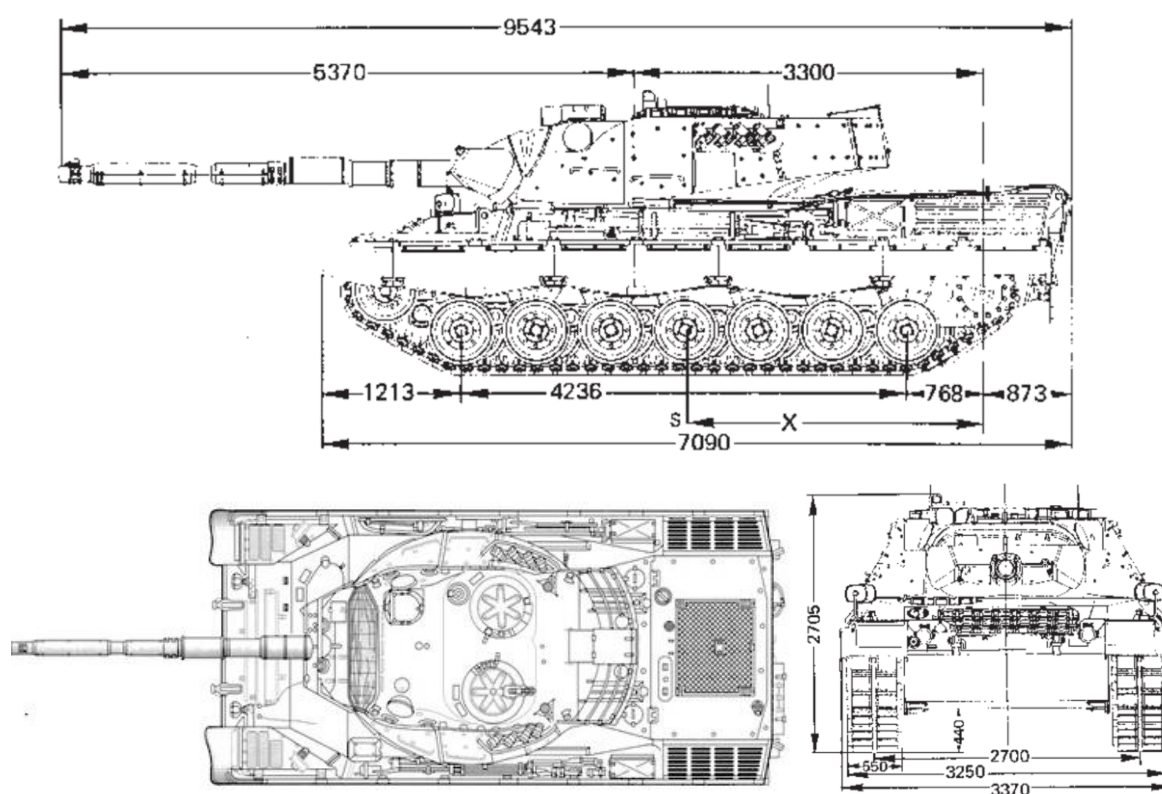


Figura 5.6 - Principais dimensões do veículo blindado Leopard 1 A5BR.

[Adaptado de Manual Técnico 2350/008-12: Carro de Combate Leopard I A5BR, 2009]

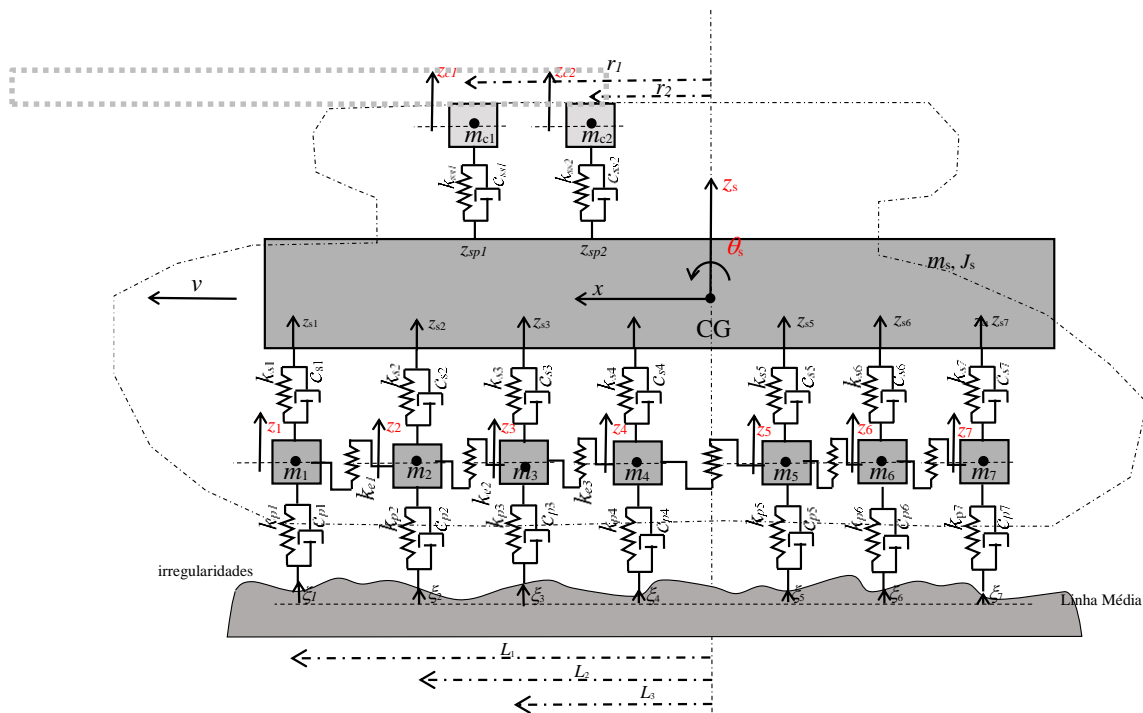


Figura 5.7 - Modelo simplificado de dinâmica vertical de ½ veículo de combate blindado com esteira Leopard I A5BR.

Os graus de liberdade neste caso são numerados como:

$$\mathbf{X} = (z_1, z_2, z_3, z_4, z_5, z_6, z_7, z_s, z_{c1}, z_{c2}, \theta_s)^T \quad (5.63)$$

E o correspondente vetor de deslocamentos da base ficam definidas como:

$$\boldsymbol{\xi} = (\xi_1, \xi_2, \xi_3, \xi_4, \xi_5, \xi_6, \xi_7)^T \quad (5.64)$$

As equações do movimento para este modelo ficam então:

$$m_1 \ddot{z}_1 = -k_{p1}(z_1 - \xi_1) - c_{p1}(\dot{z}_1 - \dot{\xi}_1) + k_{s1}(z_{s1} - z_1) + c_{s1}(\dot{z}_{s1} - \dot{z}_1) - k_{e1}(z_1 - z_2) \quad (5.65)$$

$$\begin{aligned}
m_2 \ddot{z}_2 &= -k_{p2}(z_2 - \xi_2) - c_{p2}(\dot{z}_2 - \dot{\xi}_2) + k_{s2}(z_{s2} - z_2) + c_{s2}(\dot{z}_{s2} - \dot{z}_2) \\
&\quad - k_{e1}(z_2 - z_1) - k_{e2}(z_2 - z_3)
\end{aligned} \tag{5.66}$$

$$\begin{aligned}
m_3 \ddot{z}_3 &= -k_{p3}(z_3 - \xi_3) - c_{p3}(\dot{z}_3 - \dot{\xi}_3) + k_{s3}(z_{s3} - z_3) + c_{s3}(\dot{z}_{s3} - \dot{z}_3) \\
&\quad - k_{e2}(z_3 - z_2) - k_{e3}(z_3 - z_4)
\end{aligned} \tag{5.67}$$

$$\begin{aligned}
m_4 \ddot{z}_4 &= -k_{p4}(z_4 - \xi_4) - c_{p4}(\dot{z}_4 - \dot{\xi}_4) + k_{s4}(z_{s4} - z_4) + c_{s4}(\dot{z}_{s4} - \dot{z}_4) \\
&\quad - k_{e3}(z_4 - z_3) - k_{e4}(z_4 - z_5)
\end{aligned} \tag{5.68}$$

$$\begin{aligned}
m_5 \ddot{z}_5 &= -k_{p5}(z_5 - \xi_5) - c_{p5}(\dot{z}_5 - \dot{\xi}_5) + k_{s5}(z_{s5} - z_5) + c_{s5}(\dot{z}_{s5} - \dot{z}_5) \\
&\quad - k_{e4}(z_5 - z_4) - k_{e5}(z_5 - z_6)
\end{aligned} \tag{5.69}$$

$$\begin{aligned}
m_6 \ddot{z}_6 &= -k_{p6}(z_6 - \xi_6) - c_{p6}(\dot{z}_6 - \dot{\xi}_6) + k_{s6}(z_{s6} - z_6) + c_{s6}(\dot{z}_{s6} - \dot{z}_6) \\
&\quad - k_{e5}(z_6 - z_5) - k_{e6}(z_6 - z_7)
\end{aligned} \tag{5.70}$$

$$\begin{aligned}
m_7 \ddot{z}_7 &= -k_{p7}(z_7 - \xi_7) - c_{p7}(\dot{z}_7 - \dot{\xi}_7) + k_{s7}(z_{s7} - z_7) + c_{s7}(\dot{z}_{s7} - \dot{z}_7) \\
&\quad - k_{e6}(z_7 - z_6)
\end{aligned} \tag{5.71}$$

$$\begin{aligned}
m_s \ddot{z}_s &= -k_{s1}(z_{s1} - z_1) - c_{s1}(\dot{z}_{s1} - \dot{z}_1) - k_{s2}(z_{s2} - z_2) - c_{s2}(\dot{z}_{s2} - \dot{z}_2) \\
&\quad - k_{s3}(z_{s3} - z_3) - c_{s3}(\dot{z}_{s3} - \dot{z}_3) - k_{s4}(z_{s4} - z_4) - c_{s4}(\dot{z}_{s4} - \dot{z}_4) \\
&\quad - k_{s5}(z_{s5} - z_5) - c_{s5}(\dot{z}_{s5} - \dot{z}_5) - k_{s6}(z_{s6} - z_6) - c_{s6}(\dot{z}_{s6} - \dot{z}_6) \\
&\quad - k_{s7}(z_{s7} - z_7) - c_{s7}(\dot{z}_{s7} - \dot{z}_7) + k_{ss1}(z_{c1} - z_{sp1}) + c_{ss1}(\dot{z}_{c1} - \dot{z}_{sp1}) \\
&\quad + k_{ss2}(z_{c2} - z_{sp2}) + c_{ss2}(\dot{z}_{c2} - \dot{z}_{sp2})
\end{aligned} \tag{5.72}$$

$$m_{c1} \ddot{z}_{c1} = -k_{ss1}(z_{c1} - z_{sp1}) - c_{ss1}(\dot{z}_{c1} - \dot{z}_{sp1}) \tag{5.73}$$

$$m_{c2} \ddot{z}_{c2} = -k_{ss2}(z_{c2} - z_{sp2}) - c_{ss2}(\dot{z}_{c2} - \dot{z}_{sp2}) \tag{5.74}$$



$$\begin{aligned}
J_s \ddot{\theta}_s = & -k_{ss1}(z_{c1} - z_{sp1})r_1 - c_{ss1}(\dot{z}_{c1} - \dot{z}_{sp1})r_1 - k_{ss2}(z_{c2} - z_{sp2})r_2 \\
& - c_{ss2}(\dot{z}_{c2} - \dot{z}_{sp2})r_2 + k_{s1}(z_{s1} - z_1)L_1 + c_{s1}(\dot{z}_{s1} - \dot{z}_1)L_1 \\
& + k_{s2}(z_{s2} - z_2)L_2 + c_{s2}(\dot{z}_{s2} - \dot{z}_2)L_2 + k_{s3}(z_{s3} - z_3)L_3 \\
& + c_{s3}(\dot{z}_{s3} - \dot{z}_3)L_3 + k_{s4}(z_{s4} - z_4)L_4 + c_{s4}(\dot{z}_{s4} - \dot{z}_4)L_4 \\
& + k_{s5}(z_{s5} - z_5)L_5 + c_{s5}(\dot{z}_{s5} - \dot{z}_5)L_5 + k_{s6}(z_{s6} - z_6)L_6 \\
& + c_{s6}(\dot{z}_{s6} - \dot{z}_6)L_6 + k_{s7}(z_{s7} - z_7)L_7 + c_{s7}(\dot{z}_{s7} - \dot{z}_7)L_7
\end{aligned} \tag{5.75}$$

Organizando em termos de matrizes da equação de equilíbrio, se tem a matriz de massa, rigidez, amortecimento e força externa. As correspondentes matrizes são as indicadas abaixo:

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_5 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_6 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_7 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_s & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_{c1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_{c2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_s \end{bmatrix} \tag{5.76}$$

$$\begin{aligned}
F_e = & \begin{bmatrix} k_{p1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_{p2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_{p3} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_{p4} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & k_{p5} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{p6} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{p7} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \xi_1 \\ \xi_2 \\ \xi_3 \\ \xi_4 \\ \xi_5 \\ \xi_6 \\ \xi_7 \end{Bmatrix} \\
+ & \begin{bmatrix} c_{p1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & c_{p2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_{p3} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_{p4} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & c_{p5} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_{p6} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_{p7} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\xi}_1 \\ \dot{\xi}_2 \\ \dot{\xi}_3 \\ \dot{\xi}_4 \\ \dot{\xi}_5 \\ \dot{\xi}_6 \\ \dot{\xi}_7 \end{Bmatrix}
\end{aligned} \tag{5.77}$$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix}
 k_{p1}+k_{s1} & -k_{e1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_{s1} & 0 & 0 & k_{s1} L_1 \\
 -k_{e1} & k_{p2}+k_{s2} & -k_{e2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_{s2} & 0 & 0 & k_{s2} L_2 \\
 0 & -k_{e2} & k_{p3}+k_{s3} & -k_{e3} & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_{s3} & 0 & 0 & k_{s3} L_3 \\
 0 & 0 & -k_{e3} & k_{p4}+k_{s4} & -k_{e4} & 0 & 0 & 0 & -k_{s4} & 0 & 0 & k_{s4} L_4 \\
 0 & 0 & 0 & -k_{e4} & k_{p5}+k_{s5} & -k_{e5} & 0 & 0 & -k_{s5} & 0 & 0 & k_{s5} L_5 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & -k_{e5} & k_{p6}+k_{s6} & -k_{e6} & 0 & -k_{s6} & 0 & 0 & k_{s6} L_6 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_{e6} & k_{p7}+k_{s7} & -k_{e7} & -k_{s7} & 0 & 0 & k_{s7} L_7 \\
 -k_{s1} & -k_{s2} & -k_{s3} & -k_{s4} & -k_{s5} & -k_{s6} & -k_{s7} & k_{s1}+k_{s2}+k_{s3}+k_{s4}+k_{s5}+k_{s6}+k_{s7}+k_{ss1}+k_{ss2} & -k_{ss1} & -k_{ss2} & -k_{s1}L_1-k_{s2}L_2-k_{s3}L_3-k_{s4}L_4-k_{s5}L_5-k_{s6}L_6-k_{s7}L_7-k_{ss1}\Gamma_1-k_{ss2}\Gamma_2 & \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_{ss1} & k_{ss1} & 0 & k_{ss1} \Gamma_1 & \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_{ss2} & 0 & k_{ss2} & k_{ss2} \Gamma_2 & \\
 k_{s1}L_1 & k_{s2}L_2 & k_{s3}L_3 & k_{s4}L_4 & k_{s5}L_5 & k_{s6}L_6 & k_{s7}L_7 & -k_{s1}L_1-k_{s2}L_2-k_{s3}L_3-k_{s4}L_4-k_{s5}L_5-k_{s6}L_6-k_{s7}L_7-k_{ss1}\Gamma_1-k_{ss2}\Gamma_2 & k_{ss1} \Gamma_1 & k_{ss2} \Gamma_2 & k_{s1}L_1^2+k_{s2}L_2^2+k_{s3}L_3^2+k_{s4}L_4^2+k_{s5}L_5^2+k_{s6}L_6^2+k_{s7}L_7^2+k_{ss1}\Gamma_1^2+k_{ss2}\Gamma_2^2 &
 \end{bmatrix} \quad (5.78)$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix}
 C_{p1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -C_{s1} & 0 & 0 & C_{s1}L_1 \\
 +C_{s1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -C_{s2} & 0 & 0 & C_{s2}L_2 \\
 0 & C_{p2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -C_{s3} & 0 & 0 & C_{s3}L_3 \\
 +C_{s2} & 0 & C_{p3} & 0 & 0 & 0 & 0 & -C_{s4} & 0 & 0 & C_{s4}L_4 \\
 0 & 0 & +C_{s3} & C_{p4} & 0 & 0 & 0 & -C_{s5} & 0 & 0 & C_{s5}L_5 \\
 0 & 0 & 0 & +C_{s4} & C_{p5} & 0 & 0 & -C_{s6} & 0 & 0 & C_{s6}L_6 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & +C_{s5} & C_{p6} & 0 & -C_{s7} & 0 & 0 & C_{s7}L_7 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & +C_{s6} & C_{p7} & -C_{s7} & 0 & 0 & C_{s7}L_7 \\
 +C_{s7} & -C_{s1} & -C_{s2} & -C_{s3} & -C_{s4} & -C_{s5} & -C_{s6} & -C_{s7} & C_{s1}+C_{s2}+C_{s3}+C_{s4}+C_{s5}+C_{s6}+C_{s7}+C_{ss1}+C_{ss2} & -C_{ss1} & -C_{ss2} & -C_{s1}L_1-C_{s2}L_2-C_{s3}L_3-C_{s4}L_4-C_{s5}L_5-C_{s6}L_6-C_{s7}L_7-C_{ss1}\Gamma_1-C_{ss2}\Gamma_2 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -C_{ss1} & C_{ss1} & 0 & C_{ss1} \Gamma_1 & \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -C_{ss2} & 0 & C_{ss2} & C_{ss2} \Gamma_2 & \\
 C_{s1}L_1 & C_{s2}L_2 & C_{s3}L_3 & C_{s4}L_4 & C_{s5}L_5 & C_{s6}L_6 & C_{s7}L_7 & -C_{s1}L_1-C_{s2}L_2-C_{s3}L_3-C_{s4}L_4-C_{s5}L_5-C_{s6}L_6-C_{s7}L_7-C_{ss1}\Gamma_1-C_{ss2}\Gamma_2 & C_{ss1} \Gamma_1 & C_{ss2} \Gamma_2 & C_{s1}L_1^2+C_{s2}L_2^2+C_{s3}L_3^2+C_{s4}L_4^2+C_{s5}L_5^2+C_{s6}L_6^2+C_{s7}L_7^2+C_{ss1}\Gamma_1^2+C_{ss2}\Gamma_2^2 &
 \end{bmatrix} \quad (5.79)$$

Para este modelo empregado as propriedades indicadas nas Tabelas 5.9, 5.10, 5.11 e 5.12 foram utilizadas de acordo com as informações obtidas em catálogos dos blindados.

Tabela 5.9 - Dados de inércia do modelo dinâmico do veículo Leopard.

<b>Parâmetro</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
$m_1$	723,4	kg
$m_2$	723,4	kg
$m_3$	723,4	kg
$m_4$	723,4	kg
$m_5$	723,4	kg
$m_6$	723,4	kg
$m_7$	723,4	kg
$m_{c1}$	100,0	kg
$m_{c2}$	100,0	kg
$m_s$	31872,0	kg
$J_s$	147138,0	kg m <sup>2</sup>

Tabela 5.10 - Dados geométrico do modelo dinâmico do veículo Leopard.

<b>Parâmetro</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
$L_1$	4,23	m
$L_2$	2,824	m
$L_3$	1,412	m
$l_4$	0,00	m
$L_5$	- 1,412	m
$L_6$	- 2,824	m
$L_7$	- 4,236	m
$r_1$	4,236	m
$r_2$	1,704	m

Tabela 5.11 - Dados elásticos do modelo dinâmico do veículo Leopard.

<b>Parâmetro</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
$k_{p1}$	1,8	MN/m
$k_{p2}$	1,8	MN/m
$k_{p3}$	1,8	MN/m
$k_{p4}$	1,8	MN/m
$k_{p5}$	1,8	MN/m
$k_{p6}$	1,8	MN/m
$k_{p7}$	1,8	MN/m
$k_{s1}$	0,36	MN/m
$k_{s2}$	0,36	MN/m
$k_{s3}$	0,36	MN/m
$k_{s4}$	0,36	MN/m
$k_{s5}$	0,36	MN/m
$k_{s6}$	0,36	MN/m
$k_{s7}$	0,36	MN/m
$k_{ss1}$	10,0	kN/m
$k_{ss2}$	40,0	kN/m

Tabela 5.12 - Dados de amortecimento do modelo dinâmico do veículo Leopard.

<b>Parâmetro</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
$c_{p1}$	800,0	Ns/m
$c_{p2}$	800,0	Ns/m
$c_{p3}$	800,0	Ns/m
$c_{p4}$	800,0	Ns/m
$c_{p5}$	800,0	Ns/m
$c_{p6}$	800,0	Ns/m
$c_{p7}$	800,0	Ns/m
$c_{s1}$	4000,0	Ns/m
$c_{s2}$	4000,0	Ns/m
$c_{s3}$	4000,0	Ns/m
$c_{s4}$	4000,0	Ns/m
$c_{s5}$	4000,0	Ns/m
$c_{s6}$	4000,0	Ns/m
$c_{s7}$	4000,0	Ns/m
$c_{ss1}$	750,0	Ns/m
$c_{ss2}$	220,0	Ns/m
$c_{e1}$	500,0	Ns/m
$c_{e2}$	500,0	Ns/m
$c_{e3}$	500,0	Ns/m
$c_{e4}$	500,0	Ns/m
$c_{e5}$	500,0	Ns/m
$c_{e6}$	500,0	Ns/m
$c_{e7}$	500,0	Ns/m

### 5.4.1 Modelamento da contribuição da esteira para a rigidez vertical das rodas

Para o modelamento do efeito da esteira, se usa uma analogia à correntes e cabos tensionados. A Figura 5.8 indica as principais variáveis envolvidas na avaliação desta contribuição de rigidez, especificadamente para o veículo em questão.

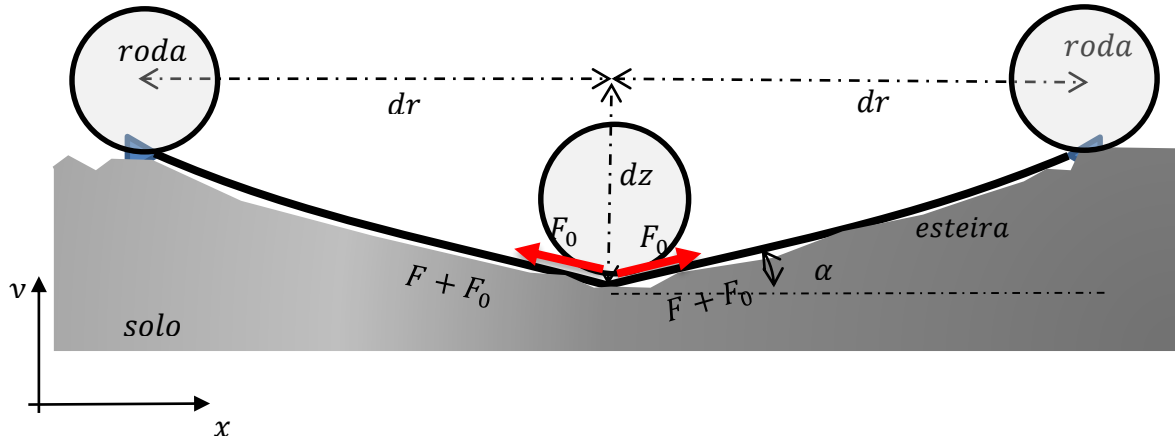


Figura 5.8 - Modelo para a contribuição da rigidez axial da esteira no movimento vertical das rodas.

A esteira é montada com uma tensão inicial, representada pela força  $F_0$ . O comprimento inicial da esteira entre as rodas externas é  $L_0 = 2 dr$ . Após a roda central deslocar  $dz$  para baixo, a tensão (força) na esteira aumenta para  $F + F_0$  onde  $F$  é o acréscimo de força devido ao novo estiramento da esteira. Nesta segunda situação o comprimento entre as rodas externa é de  $L = 2\sqrt{dr^2 + dz^2}$ . Supondo a esteira como um cabo tensionado, se escreve:

$$\sigma = \frac{F}{A} = E\varepsilon = E(L - L_0)/L_0 \quad (5.80)$$

$$F = \frac{EA}{dr}(\sqrt{dr^2 + dz^2} - dr) \quad (5.81)$$

Esta força terá componentes horizontais (que se anularão) e componente verticais com tendência de fazer com que a esteira retorne à posição inicial, que é imposta pelo solo nas rodas laterais e peso próprio do veículo. Estas componentes verticais serão do tipo:

$$F_y = 2(F + F_0)\text{sen}(\alpha) = 2\left[F_0 + \frac{EA}{dr}(\sqrt{dr^2 + dz^2} - dr)\right]\text{sen}(\alpha) \quad (5.82)$$

$\alpha$  é o ângulo que a esteira faz com a horizontal quando na segunda situação e vale  $\tan(\alpha) = \frac{dz}{dr}$ . Igualando esta força à de um par de molas equivalentes em paralelo  $k_r$ , apoiadas nas rodas laterais e na vertical atuando na roda central em função do deslocamento relativo  $dz$ :

$$F_y = 2k_r dz = 2\left[F_0 + \frac{EA}{dr}(\sqrt{dr^2 + dz^2} - dr)\right]\text{sen}(\alpha) \quad (5.83)$$

Chegando ao valor da rigidez das molas equivalentes:

$$k_r = \left[\frac{F_0}{dz} + \frac{EA}{dzdr}(\sqrt{dr^2 + dz^2} - dr)\right]\text{sen}(\alpha) \quad (5.84)$$

Aproximando para pequenos ângulos:

$$k_r = \left[\frac{F_0}{\sqrt{dr^2 + dz^2}} + EA\left(\frac{1}{dr} - \frac{1}{\sqrt{dr^2 + dz^2}}\right)\right] \quad (5.85)$$

Esta equação anterior tem comportamento não linear e, portanto, a rigidez contribuinte da lagarta irá depender do deslocamento vertical relativo de uma roda em relação às suas vizinhas, além da distância entre os rodetes de apoio da lagarta. Para avaliar a tensão inicial na esteira, se utilizou a informação do manual de operação do blindado que afirma que a flecha obtida na lagarta, situada entre dois rodets deve estar entre 6,0 mm e 9,0 mm para que a tensão na lagarta esteja adequada. Desta forma, com a equação da catenária para distância entre rodets de 1,41 m e propriedades do aço ( $E = 210$  GPa), obtendo uma força na lagarta de 1920 N.

## 5.5 Método de Newmark Linear

O método de Newmark é baseado na hipótese de que a aceleração varia linearmente entre dois instantes de tempo. Segundo Rao, 2011, expressões resultantes para os vetores de velocidade  $\{\dot{\mathbf{X}}_{i+1}\}$  e deslocamento  $\{\mathbf{X}_{i+1}\}$  para um sistema com vários GDL são escritas conforme as Equações 5.86 e 5.87:

$$\{\dot{\mathbf{X}}_{i+1}\} = \{\dot{\mathbf{X}}_i\} + [(1 - \beta)\{\ddot{\mathbf{X}}_i\} + \beta\{\ddot{\mathbf{X}}_{i+1}\}]\Delta t \quad (5.86)$$

$$\{\mathbf{X}_{i+1}\} = \{\mathbf{X}_i\} + \Delta t\{\dot{\mathbf{X}}_i\} + [(1/2 - \rho)\{\ddot{\mathbf{X}}_i\} + \rho\{\ddot{\mathbf{X}}_{i+1}\}](\Delta t)^2 \quad (5.87)$$

onde:  $\rho$  e  $\beta$  são parâmetros selecionados para obter as características de precisão e estabilidade do método, respectivamente. Quando  $\rho = 1/4$  e  $\beta = 1/2$  as Equações 5.86 e 5.87 correspondem à premissa de aceleração constante entre  $t_i$  e  $t_{i+1}$  e o método é incondicionalmente estável [Rao, 2011]. Para determinar o valor de  $\{\ddot{\mathbf{X}}_{i+1}\}$  a equação do equilíbrio dinâmico é considerada em  $t = t_{i+1}$  obtendo a Equação 5.88:

$$[\mathbf{M}]\{\ddot{\mathbf{X}}_{i+1}\} + [\mathbf{C}]\{\dot{\mathbf{X}}_{i+1}\} + [\mathbf{K}]\{\mathbf{X}_{i+1}\} = \{\mathbf{F}_{i+1}\} \quad (5.88)$$

A Equação 5.88 é usada para expressar  $\{\ddot{\mathbf{X}}_{i+1}\}$  em termos de  $\{\mathbf{X}_{i+1}\}$ . Essa expressão resultante pode ser substituída na Equação 5.86 para expressar  $\{\dot{\mathbf{X}}_{i+1}\}$  em termos de  $\{\mathbf{X}_{i+1}\}$ . De acordo com Rao, 2011, substituindo essas expressões por  $\{\dot{\mathbf{X}}_{i+1}\}$  e  $\{\ddot{\mathbf{X}}_{i+1}\}$  na Equação 5.88 se obtêm uma relação para determinar  $\{\mathbf{X}_{i+1}\}$  conforme Equação 5.89:

$$\begin{aligned} \{\mathbf{X}_{i+1}\} = & \left[ \frac{1}{\rho(\Delta t)^2} [\mathbf{M}] + \frac{\beta}{\rho(\Delta t)} [\mathbf{C}] + [\mathbf{K}] \right]^{-1} \left\{ \{\mathbf{F}_{i+1}\} + [\mathbf{M}] \left( \frac{1}{\rho(\Delta t)^2} \{\mathbf{X}_i\} + \frac{1}{\rho(\Delta t)} \{\dot{\mathbf{X}}_i\} + \right. \right. \\ & \left. \left. + \left( \frac{1}{2\rho} - 1 \right) \{\ddot{\mathbf{X}}_i\} \right) + [\mathbf{C}] \left( \frac{\beta}{\rho(\Delta t)} \{\mathbf{X}_i\} + \left( \frac{\beta}{\rho} - 1 \right) \{\dot{\mathbf{X}}_i\} + \left( \frac{\beta}{\rho} - 2 \right) \frac{\Delta t}{2} \{\ddot{\mathbf{X}}_i\} \right) \right\} \end{aligned} \quad (5.89)$$



O método de Newmark pode ser resumido conforme proposto por Rao, 2011. Com os vetores conhecidos de  $\{\mathbf{X}_0\}$  e  $\{\dot{\mathbf{X}}_0\}$  determinar  $\{\ddot{\mathbf{X}}_0\}$  utilizando a Equação 5.90:

$$\{\ddot{\mathbf{X}}_0\} = [\mathbf{M}]^{-1}(\{\mathbf{F}_0\} - [\mathbf{C}]\{\dot{\mathbf{X}}_0\} - [\mathbf{K}]\{\mathbf{X}_0\}) \quad (5.90)$$

Selecionar valores adequados de  $\Delta t$ ,  $\rho$  e  $\beta$ ; avaliar o vetor de deslocamento  $\{\mathbf{X}_{i+1}\}$  começando com  $i = 0$  utilizando a Equação 5.147. Determinar os valores de aceleração e velocidades no tempo  $t_{i+1}$  conforme as Equações 5.91 e 5.92:

$$\{\ddot{\mathbf{X}}_{i+1}\} = \frac{1}{\rho(\Delta t)^2} (\{\mathbf{X}_{i+1}\} - \{\mathbf{X}_i\}) - \frac{1}{\rho(\Delta t)} \{\dot{\mathbf{X}}_i\} - \left(\frac{1}{2\rho} - 1\right) \{\ddot{\mathbf{X}}_i\} \quad (5.91)$$

$$\{\dot{\mathbf{X}}_{i+1}\} = \{\dot{\mathbf{X}}_i\} + (1 - \beta)\Delta t\{\ddot{\mathbf{X}}_i\} + \beta\Delta t\{\ddot{\mathbf{X}}_{i+1}\} \quad (5.92)$$

A seguir, a Figura 5.9, apresenta o pseudocódigo para o algoritmo de Newmark para o caso de problemas lineares.

Definir  $\rho = 0,25$  e  $\beta = 0,50$   
 Sabendo-se de  $\{\mathbf{X}_0\}$ ,  $\{\dot{\mathbf{X}}_0\}$  determinar  $\{\ddot{\mathbf{X}}_0\}$   
 $\{\ddot{\mathbf{X}}_0\} = [\mathbf{M}]^{-1}(\{\mathbf{F}_0\} - [\mathbf{C}]\{\dot{\mathbf{X}}_0\} - [\mathbf{K}]\{\mathbf{X}_0\})$   
 Avaliar  $T = \left[ \frac{1}{\rho(\Delta t)^2} [\mathbf{M}] + \frac{\beta}{\rho(\Delta t)} [\mathbf{C}] + [\mathbf{K}] \right]$   
 Laço do tempo  $i=0, \dots, n$   
 Calcular  

$$\{\mathbf{X}_{i+1}\} = [\mathbf{T}]^{-1} \left\{ \{\mathbf{F}_{i+1}\} + [\mathbf{M}] \left( \frac{1}{\rho(\Delta t)^2} \{\mathbf{X}_i\} + \frac{1}{\rho(\Delta t)} \{\dot{\mathbf{X}}_i\} + \left(\frac{1}{2\rho} - 1\right) \{\ddot{\mathbf{X}}_i\} \right) \right. \\ \left. + [\mathbf{C}] \left( \frac{\beta}{\rho(\Delta t)} \{\mathbf{X}_i\} + \left(\frac{\beta}{\rho} - 1\right) \{\dot{\mathbf{X}}_i\} + \left(\frac{\beta}{\rho} - 2\right) \frac{\Delta t}{2} \{\ddot{\mathbf{X}}_i\} \right) \right\}$$
  

$$\{\ddot{\mathbf{X}}_{i+1}\} = \frac{1}{\rho(\Delta t)^2} (\{\mathbf{X}_{i+1}\} - \{\mathbf{X}_i\}) - \frac{1}{\rho(\Delta t)} \{\dot{\mathbf{X}}_i\} - \left(\frac{1}{2\rho} - 1\right) \{\ddot{\mathbf{X}}_i\}$$
  

$$\{\dot{\mathbf{X}}_{i+1}\} = \{\dot{\mathbf{X}}_i\} + (1 - \beta)\Delta t\{\ddot{\mathbf{X}}_i\} + \beta\Delta t\{\ddot{\mathbf{X}}_{i+1}\}$$
  
 Fim do laço do tempo

Figura 5.9 - Pseudocódigo Newmark Linear.

### 5.5.1 Método de Newmark para problemas Não Lineares

Neste subcapítulo, um pseudocódigo é apresentado para a solução de equações dinâmicas não lineares, sem destacar maiores detalhes da verdadeira natureza das não linearidades que podem

ser geométricas, física ou outra. Em estruturas flexíveis, como as esteiras de blindados, efeitos não lineares passam a ser significativos devendo ser ponderados. A equação da rigidez da esteira (comportamento não linear com os deslocamentos relativos entre as rodas indicado na Equação 5.85) é a principal fonte desta não linearidade. Além do mais, para ângulos de arfagem não infinitesimais, este comportamento não linear também afetará a solução do sistema de equações de movimento.

Na seção anterior, consideraram-se deslocamentos infinitesimais, supondo que o deslocamento  $\{\mathbf{X}\}$  é função linear do vetor de cargas aplicadas  $\{\mathbf{F}\}$ . Porém, tratando de não linearidade geométrica, a relação do vetor de deslocamentos  $\{\mathbf{X}\}$  com o vetor de forças  $\{\mathbf{F}\}$  deve ser satisfeita para todo o intervalo de tempo através de procedimentos incrementais do tipo passo-a-passo. Deve satisfazer a condição de equilíbrio de forças do corpo submetido a determinado incremento de carregamento. Segundo Bathe, 1996, na análise incremental, considera que a solução para um tempo discreto  $t$  é conhecida e que a solução para o tempo discreto  $t + \Delta t$  é requerida. Sendo assim, a determinação da resposta dinâmica não linear pode ser interpretada como a superposição das considerações realizadas sobre não linearidades geométricas com os procedimentos da análise dinâmica linear. A seguir, se apresenta o pseudocódigo para o algoritmo de Newmark para o caso de problemas não lineares.

## 5.6 Modelamento numérico de irregularidades de pista segundo a Norma ISO 8608/1995

Para a modelagem das irregularidades de perfis, a Norma ISO 8608/1995 sugere um equacionamento baseado no uso da densidade espectral de potência (PSD) unicaudal das irregularidades indicado por Andrén, 2006, compilando uma série de dados de irregularidades de pista reais e realizou um ajuste destas curvas pela equação:

$$G_d(n) = G_0 \left( \frac{n}{n_0} \right)^{-w} \quad (5.93)$$

onde  $w$  é o expoente de aproximação da curva,  $n_0$  corresponde ao número de onda específico (ciclos/m) conforme a norma utilizada,  $G_0$  é a densidade espectral de potência unicaudal de um dado perfil de irregularidades ( $m^3$ ) correspondente ao  $n_0$  especificado, e  $n$  é a frequência espacial da pista (ciclos/m).

Definir  $\rho = 0,25$  e  $\beta = 0,50$   
 Sabendo-se de  $\{\mathbf{X}_0\}$ ,  $\{\dot{\mathbf{X}}_0\}$ , determinar  $\{\ddot{\mathbf{X}}_0\}$   
 $\{\ddot{\mathbf{X}}_0\} = [\mathbf{M}]^{-1}(\{\mathbf{F}_0\} - [\mathbf{C}]\{\dot{\mathbf{X}}_0\} - [\mathbf{K}]\{\mathbf{X}_0\})$   
 Laço do tempo  $i=0, \dots, n$

Avaliar  $T_i = \left[ \frac{1}{\rho(\Delta t)^2} [\mathbf{M}] + \frac{\beta}{\rho(\Delta t)} [\mathbf{C}_i] + [\mathbf{K}_i] \right]$

Calcular o resíduo de forças  $\{\Psi_i\}$ :

$$\{\Psi_i\} = \{\mathbf{F}_{i+1}\} - \{ [\mathbf{M}]\{\dot{\mathbf{X}}_i\} + [\mathbf{C}_i]\{\dot{\mathbf{X}}_i\} + [\mathbf{K}_i]\{\mathbf{X}_i\} \}$$

$$\{\Delta \mathbf{X}\} = [\mathbf{T}_i]^{-1} \left\{ \{\Psi_i\} + [\mathbf{M}] \left( \frac{1}{\rho(\Delta t)^2} \{\mathbf{X}_i\} + \frac{1}{\rho(\Delta t)} \{\dot{\mathbf{X}}_i\} + \left( \frac{1}{2\rho} - 1 \right) \{\ddot{\mathbf{X}}_i\} \right) + \right.$$

$$\left. [\mathbf{C}_i] \left( \frac{\beta}{\rho(\Delta t)} \{\mathbf{X}_i\} + \left( \frac{\beta}{\rho} - 1 \right) \{\dot{\mathbf{X}}_i\} + \left( \frac{\beta}{\rho} - 2 \right) \frac{\Delta t}{2} \{\ddot{\mathbf{X}}_i\} \right) \right\}$$

Atualização do deslocamentos, acelerações e velocidades:

$$\{\mathbf{X}_{i+1}\} = \{\mathbf{X}_i\} + \{\Delta \mathbf{X}\}$$

$$\{\ddot{\mathbf{X}}_{i+1}\} = \frac{1}{\rho(\Delta t)^2} (\{\mathbf{X}_{i+1}\} - \{\mathbf{X}_i\}) - \frac{1}{\rho(\Delta t)} \{\dot{\mathbf{X}}_i\} - \left( \frac{1}{2\rho} - 1 \right) \{\ddot{\mathbf{X}}_i\}$$

$$\{\dot{\mathbf{X}}_{i+1}\} = \{\dot{\mathbf{X}}_i\} + (1 - \beta)\Delta t \{\ddot{\mathbf{X}}_i\} + \beta\Delta t \{\ddot{\mathbf{X}}_{i+1}\}$$

Cálculo do vetor de cargas residuais:

$$\{\Psi_{i+1}\} = \{\mathbf{F}_{i+1}\} - \{ [\mathbf{M}]\{\ddot{\mathbf{X}}_{i+1}\} + [\mathbf{C}_{i+1}]\{\dot{\mathbf{X}}_{i+1}\} + [\mathbf{K}_{i+1}]\{\mathbf{X}_{i+1}\} \}$$

Verificar convergência  $\|\{\Psi_{i+1}\}\| / \|\{\mathbf{F}_{i+1}\}\| < \text{tolerância}$   
 Se não convergiu, iterar para diminuir o resíduo:  
 Fazer  $\{\mathbf{Y}_1\} = \{\mathbf{X}_{i+1}\}$ ;  $\{\dot{\mathbf{Y}}_1\} = \{\dot{\mathbf{X}}_{i+1}\}$ ;  $\{\ddot{\mathbf{Y}}_1\} = \{\ddot{\mathbf{X}}_{i+1}\}$  e  $\{\Phi_1\} = \{\Psi_{i+1}\}$  e  $k = 1$  (iteração)

Enquanto  $\|\{\Phi_k\}\| / \|\{\mathbf{F}_{i+1}\}\| > \text{tolerância}$

$$\{\delta \mathbf{Y}_{k+1}\} = [\mathbf{T}_i]^{-1} \{\Phi_k\}$$

$$\{\mathbf{Y}_{k+1}\} = \{\mathbf{Y}_k\} + \{\delta \mathbf{Y}_{k+1}\}$$

$$\{\ddot{\mathbf{Y}}_{k+1}\} = \{\ddot{\mathbf{Y}}_k\} + \frac{1}{\rho(\Delta t)^2} \{\delta \mathbf{Y}_{k+1}\}$$

$$\{\dot{\mathbf{Y}}_{k+1}\} = \{\dot{\mathbf{Y}}_k\} + \frac{\beta}{\rho(\Delta t)} \{\delta \mathbf{Y}_{k+1}\}$$

Cálculo do vetor de cargas residuais:

$$\{\Phi_k\} = \{\mathbf{F}_{i+1}\} - \{ [\mathbf{M}]\{\ddot{\mathbf{Y}}_{k+1}\} + [\mathbf{C}_{i+1}]\{\dot{\mathbf{Y}}_{k+1}\} + [\mathbf{K}_{i+1}]\{\mathbf{Y}_{k+1}\} \}$$

Calcular critério de convergência  $\|\{\Phi_k\}\| / \|\{\mathbf{F}_{i+1}\}\|$   
 $k = k+1$

Fim do Enquanto

Fazer  $\{\mathbf{X}_{i+1}\} = \{\mathbf{Y}_{k+1}\}$  e  $\{\dot{\mathbf{X}}_{i+1}\} = \{\dot{\mathbf{Y}}_{k+1}\}$  e  $\{\ddot{\mathbf{X}}_{i+1}\} = \{\ddot{\mathbf{Y}}_{k+1}\}$

Fim do Se

Fim do laço do tempo

Figura 5.10 - Pseudocódigo Newmark não linear.

Em termos gerais,  $n_0$  equivale a  $1/2\pi$  ciclos/m, o que corresponde a 6,3 metros de comprimento de onda, um valor típico para construção de pavimento de pistas. A Equação 5.93 anterior representa o cálculo na abordagem em frequência espacial  $n$ , e deve ser convertido

adequadamente conforme  $f = nv$  para uso com um veículo em movimento com velocidade  $v$ . Para o parâmetro  $G_0$  a ISO 8608, 1995, indica a seguinte Tabela 5.13 que classifica as pistas de forma crescente segundo seu grau de irregularidade, de A até H, sendo A, a pista mais lisa e H a mais irregular.

Tabela 5.13 - Parâmetros para geração de irregularidades de pista segundo a ISO 8608/1995.

[Fonte: Adaptado de ISO 8609/1995]

<b>Grau de Irregularidade</b>			
Classe da Estrada	$G_0(n_0) \times 10^{-6} [m^3]$		
	Limite inferior	Média Geométrica	Limite Superior
<b>A</b>	-	16	32
<b>B</b>	32	64	128
<b>C</b>	128	256	512
<b>D</b>	512	1024	2048
<b>E</b>	2048	4096	8192
<b>F</b>	8192	16384	32768
<b>G</b>	32768	65536	131072
<b>H</b>	131072	262144	-

$n_0 = 0,1$  ciclos/m

A geração de sinais no tempo então pode ser feita através do equacionamento proposto por Shinozuka e Jan, 1972:

$$x_a(t_i) = \sum_{i=1}^{ne} \sqrt{G_a(f_i)\Delta f} \text{ sen}(2\pi f_i t_i + \varphi_i) \quad (5.94)$$

onde  $\varphi_i$  são ângulos de fase uniformemente distribuídos entre 0 e  $2\pi$  e não correlacionados,  $f_i$  são as frequências em que a densidade espectral é dividida ( $ne$ ) para a geração do sinal (linhas espectrais).

No caso das trilhas para os pneus dianteiros e traseiros, assumindo deslocamento reto, facilmente se obtém a defasagem no tempo pela distância entre eixos e velocidade do veículo diretamente das densidades espectrais, ou diretamente do sinal de irregularidade gerado no tempo.

$$G_{a,def}(f) = G_a(f)e^{i\omega\Delta t}, \text{ onde } \Delta t = d_{ex}/v \quad (5.95)$$

onde  $d_{ex}$  é a distância entre eixos e  $v$  a velocidade do veículo.

A título de exemplo, para um veículo a 72 km/h e uma distância entre eixos de 2,68 m, a Figura 5.11 exemplifica o perfil de irregularidades gerado para uma pista classe B. A Figura 5.12, indica uma respectiva densidade espectral de potência obtida a partir do sinal gerado no tempo da Figura 5.11 para o perfil dianteiro.

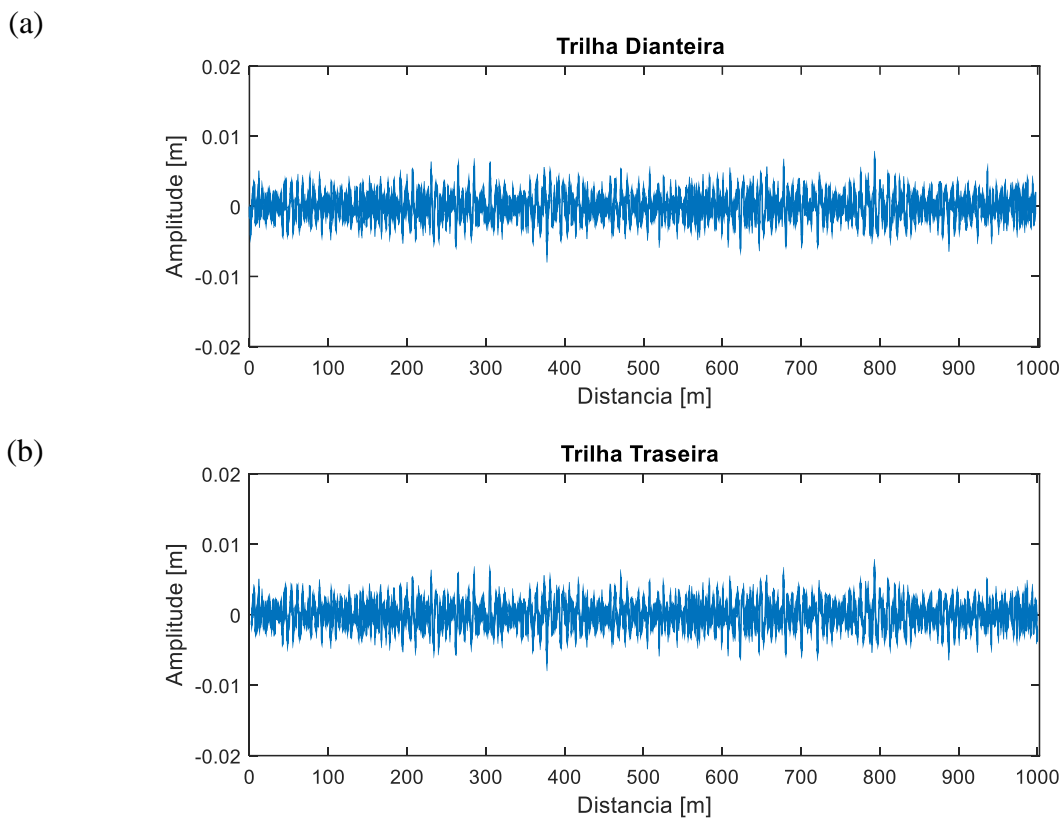


Figura 5.11 - Sinal no tempo para a trilha do pneu (a) dianteiro e (b) traseiro (defasado) para perfil classe B.

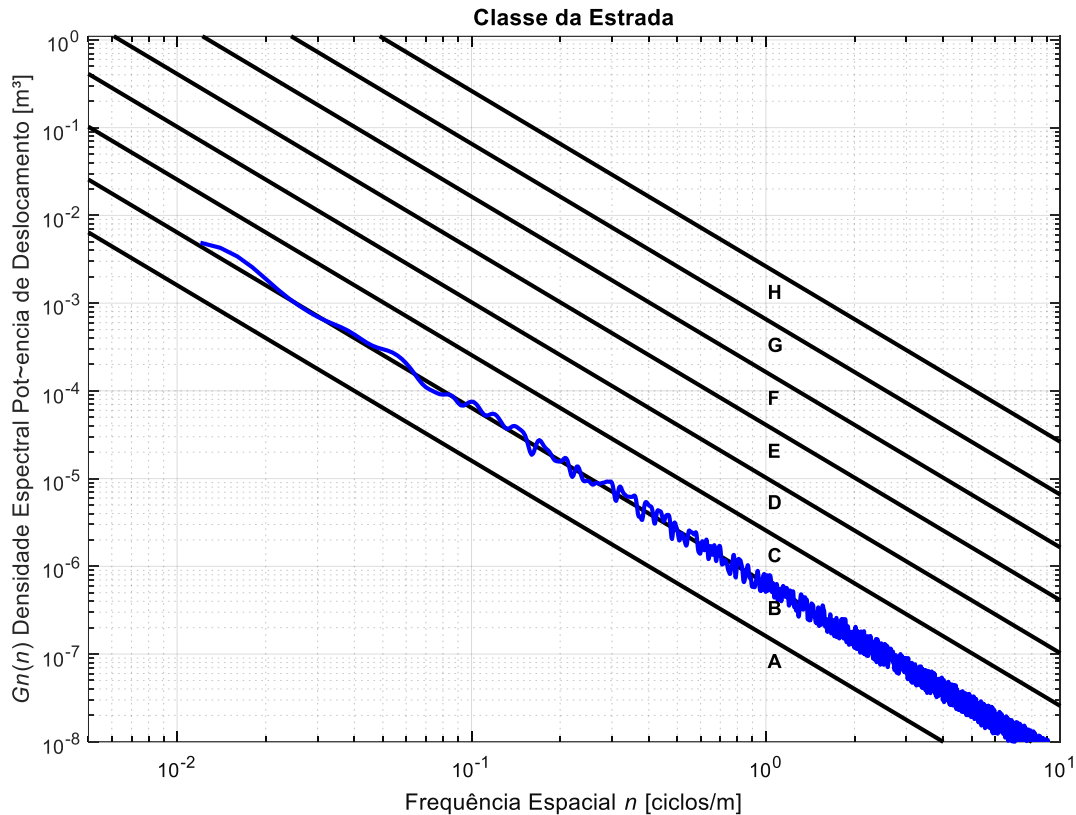


Figura 5.12 - Densidade Espectral de Potência do sinal gerado no tempo (Classe B) a partir do sinal gerado no tempo.

### 5.7 Testes numéricos com os modelos desenvolvidos e comparativo para uma condição de passagem sobre obstáculo

Neste ponto, será feito a comparação de comportamento dinâmico entre os três modelos aqui apresentados com o objetivo de avaliar: níveis de vibração em seus ocupantes, ângulos de arfagem, espaço de trabalho das suspensões e forças de reação do solo numa condição idêntica de passagem por sobre um obstáculo e sob mesma velocidade. O obstáculo escolhido foi um do tipo trapézio metálico com dimensões indicadas abaixo (Figura 5.13) utilizada em outros testes de veículos blindados e indicado na literatura [Stalman et al., 2014]. A pista é considerada com rugosidade classe B da ISO 8608/1995 e o referido obstáculo inserido. Foi considerada a dinâmica não-linear para resolver os sistemas de equações diferenciais do movimento para todos os veículos aqui desenvolvidos e com intervalo de tempo  $\Delta t$ , sendo o menor entre  $1 \times 10^{-4}$  s e  $(1/10)d_{ob}/v$ , onde

$v$  é a velocidade do veículo e  $d_{ob}$  é a menor dimensão longitudinal do obstáculo. A velocidade escolhida foi de  $v = 8$  km/h, que é uma velocidade que todos os blindados podem imprimir em um trajeto de 40 m onde o obstáculo está inserido. Usualmente o teste para este *bump* é feito com o veículo a 4 km/h [Stalman et al., 2014].

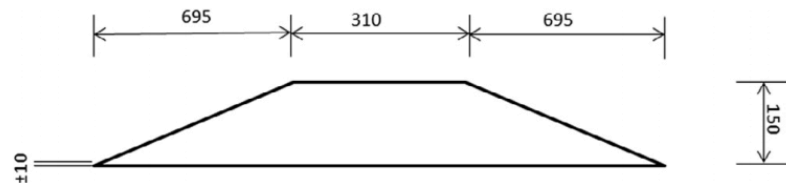


Figura 5.13 - Obstáculo utilizado para teste dos modelos propostos (em mm).

[Adaptado de Stalman et al., 2014]

A Figura 5.14 mostra o perfil do obstáculo inserido no trecho de pista e que foi gerado numericamente como entrada em cada uma das rodas do blindado Urutu.

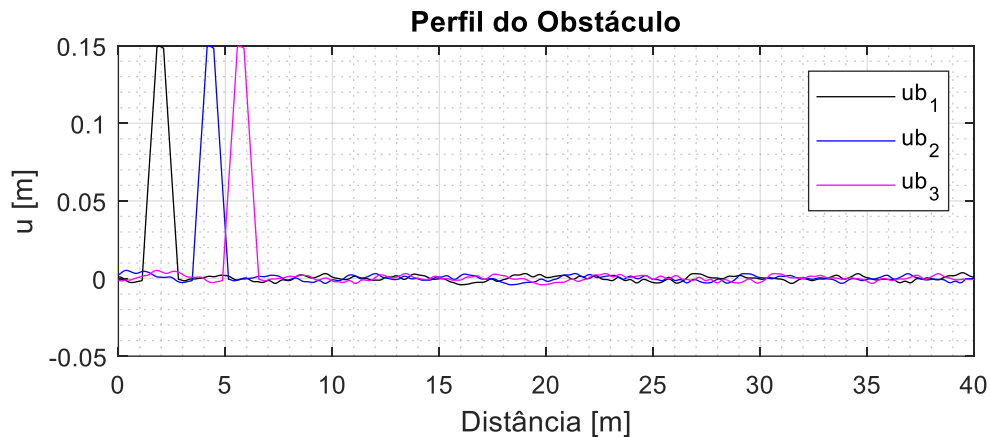


Figura 5.14 - Geração numérica do obstáculo trapezoidal, pelo movimento da viatura Urutu.

A Figura 5.15, abaixo, mostra o histórico no tempo dos deslocamentos no CG da carroceria do veículo, fazendo um comparativo visual para as três viaturas blindadas. Na Figura 5.16 se apresenta o comparativo dos históricos das acelerações na carroceria dos veículos analisados. Nas Figuras 5.17 e 5.18 estão posicionados os históricos de deslocamento e aceleração,

respectivamente, para vibrações no passageiro. As Figuras 5.19 a 5.21 mostram o espaço de trabalho da suspensão, para cada veículo blindado.

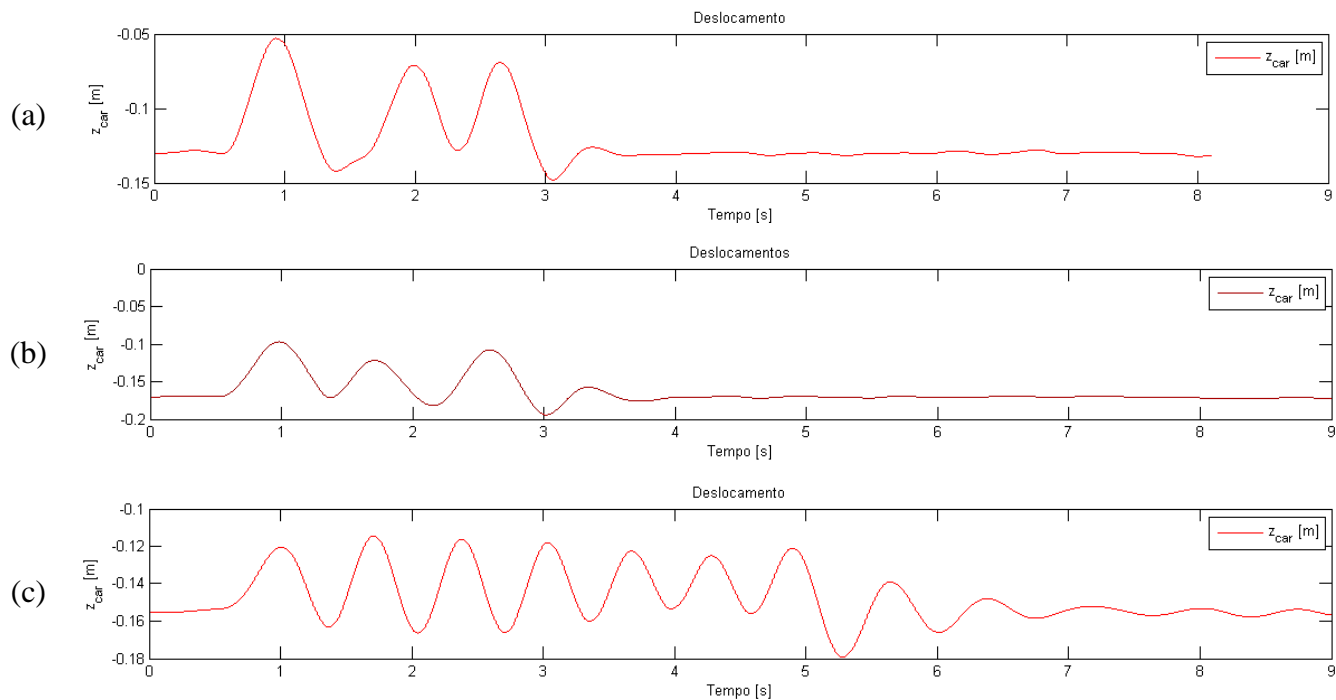


Figura 5.15 - Histórico de deslocamentos na carroceria, a) Urutu, b) Guarani, c) Leopard.



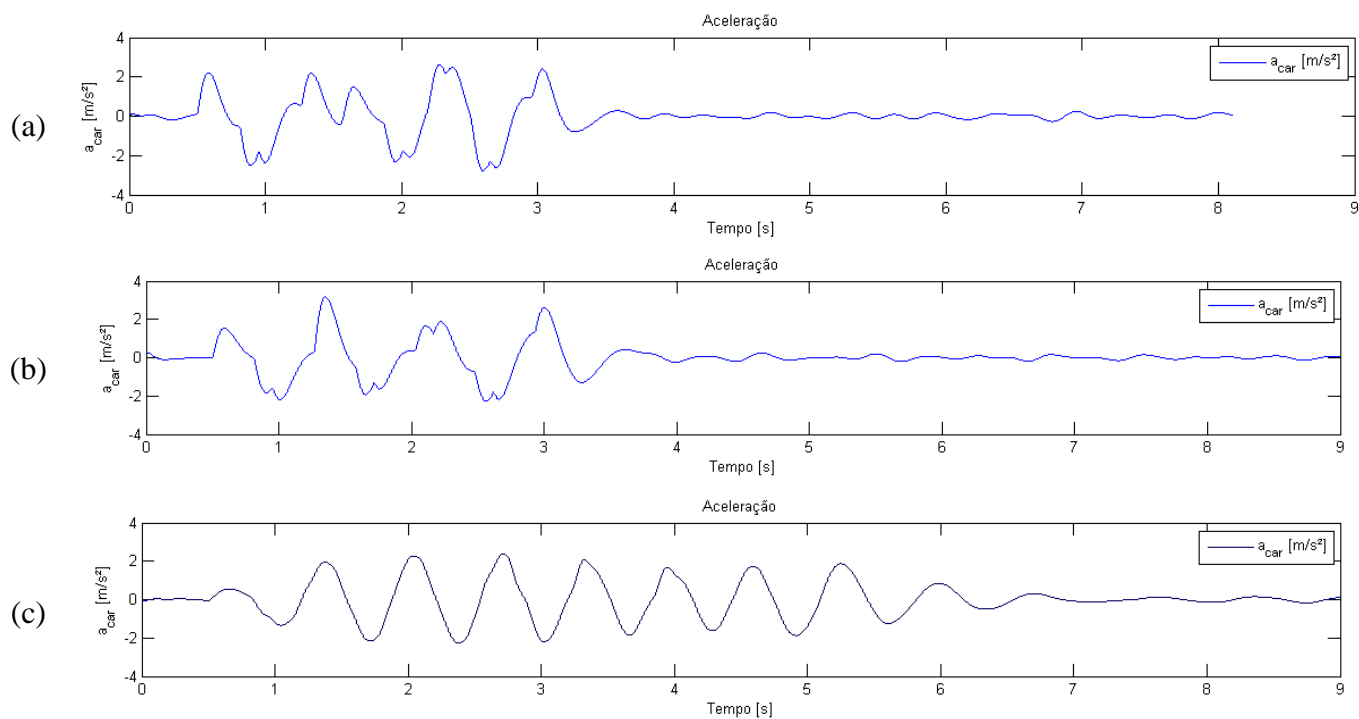


Figura 5.16 - Histórico de acelerações no CG da carroceria, a) Urutu, b) Guarani, c) Leopard.

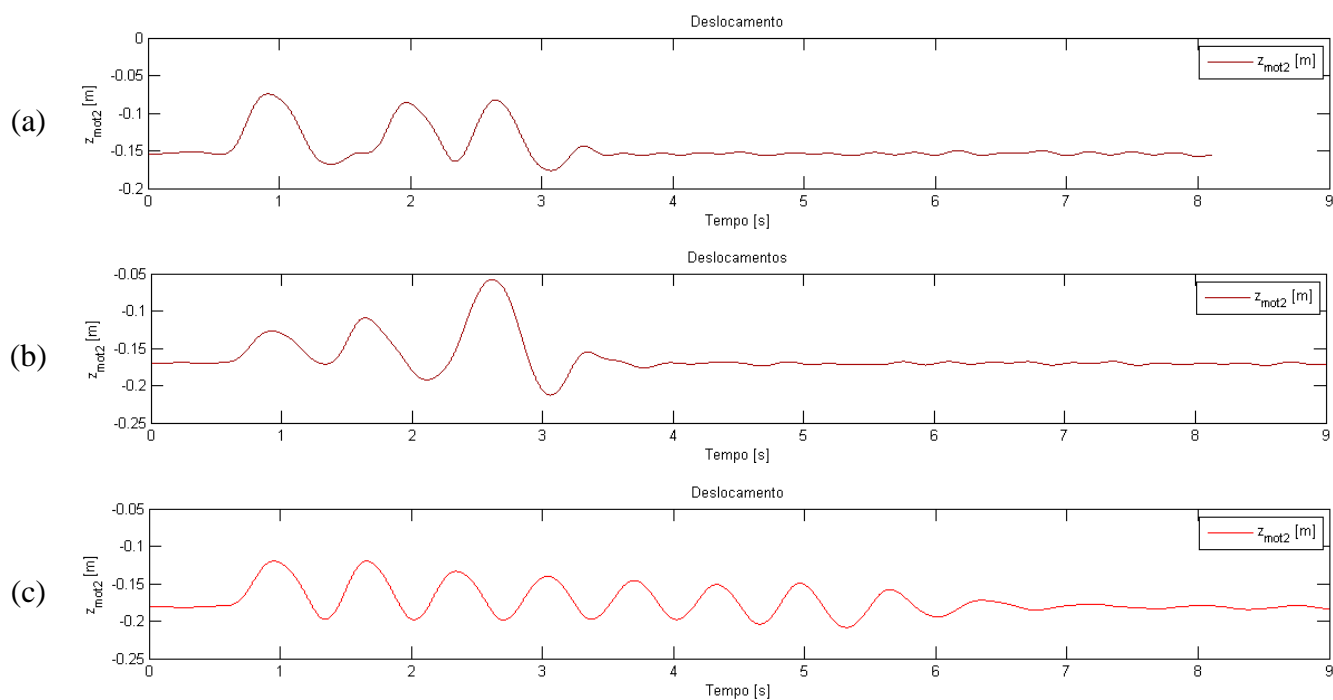


Figura 5.17 - Histórico de deslocamentos no passageiro, a) Urutu, b) Guarani, c) Leopard.

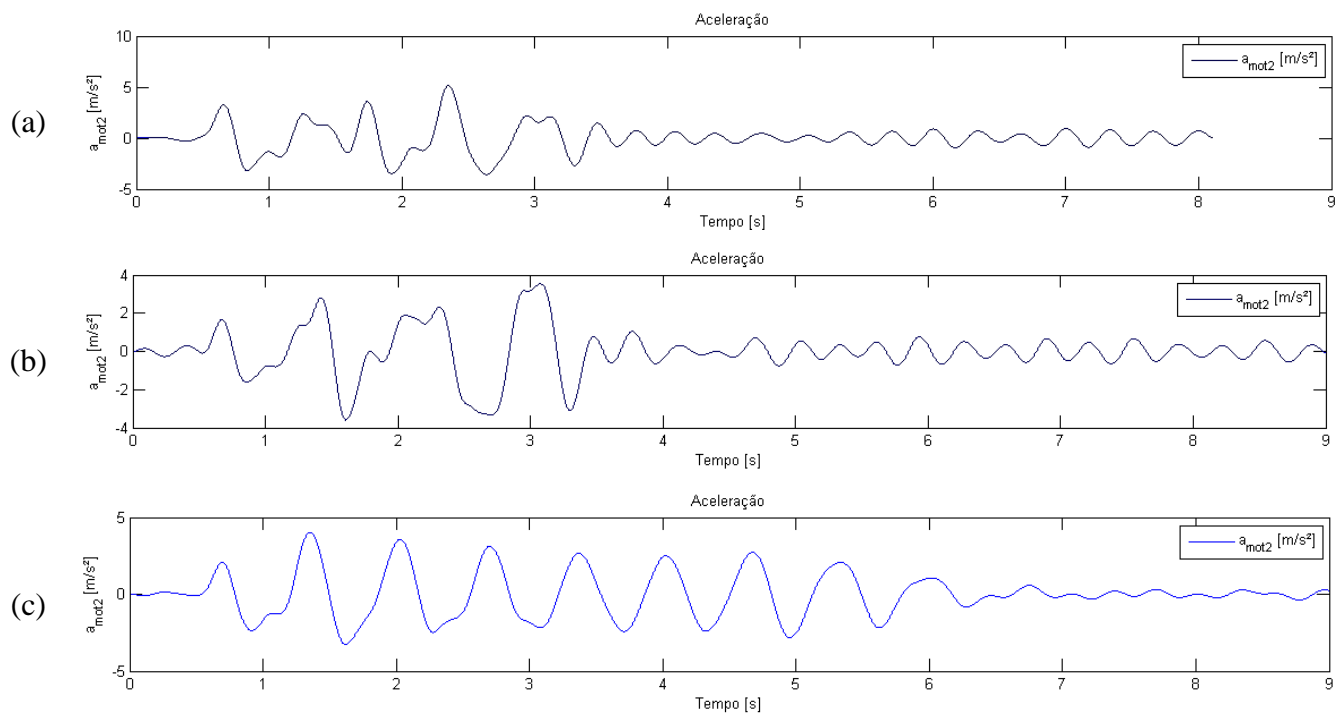


Figura 5.18 - Histórico de acelerações no passageiro, a) Urutu, b) Guarani, c) Leopard.

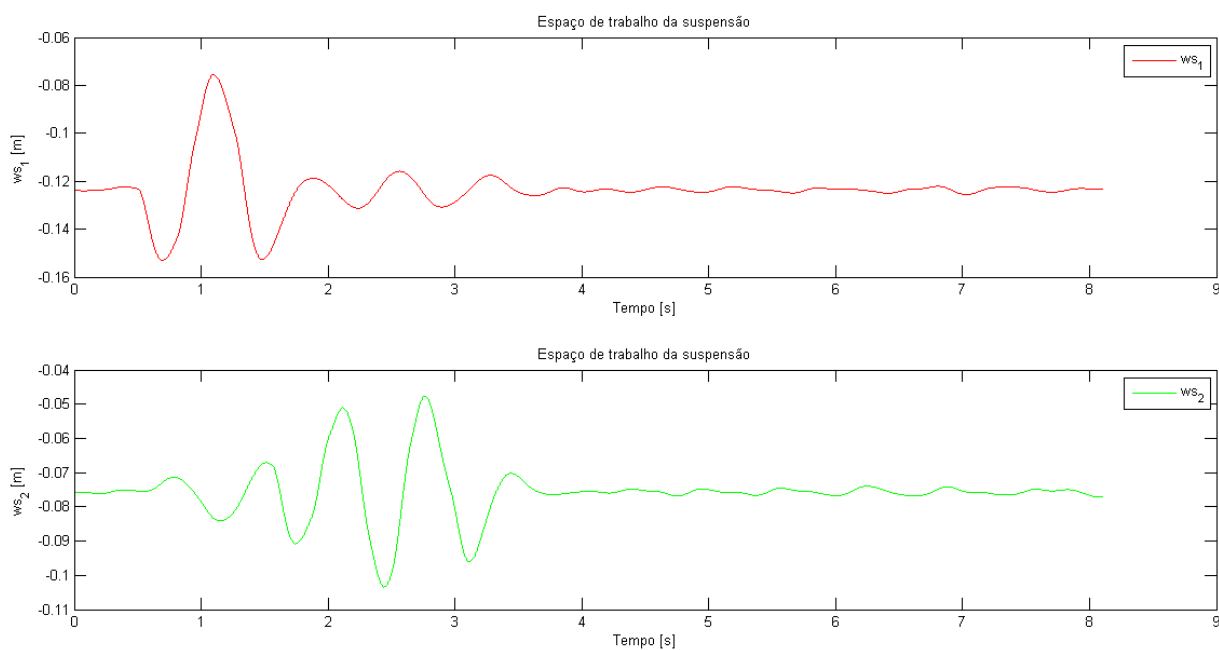


Figura 5.19 - Histórico de espaço de trabalho em cada suspensão (Urutu).

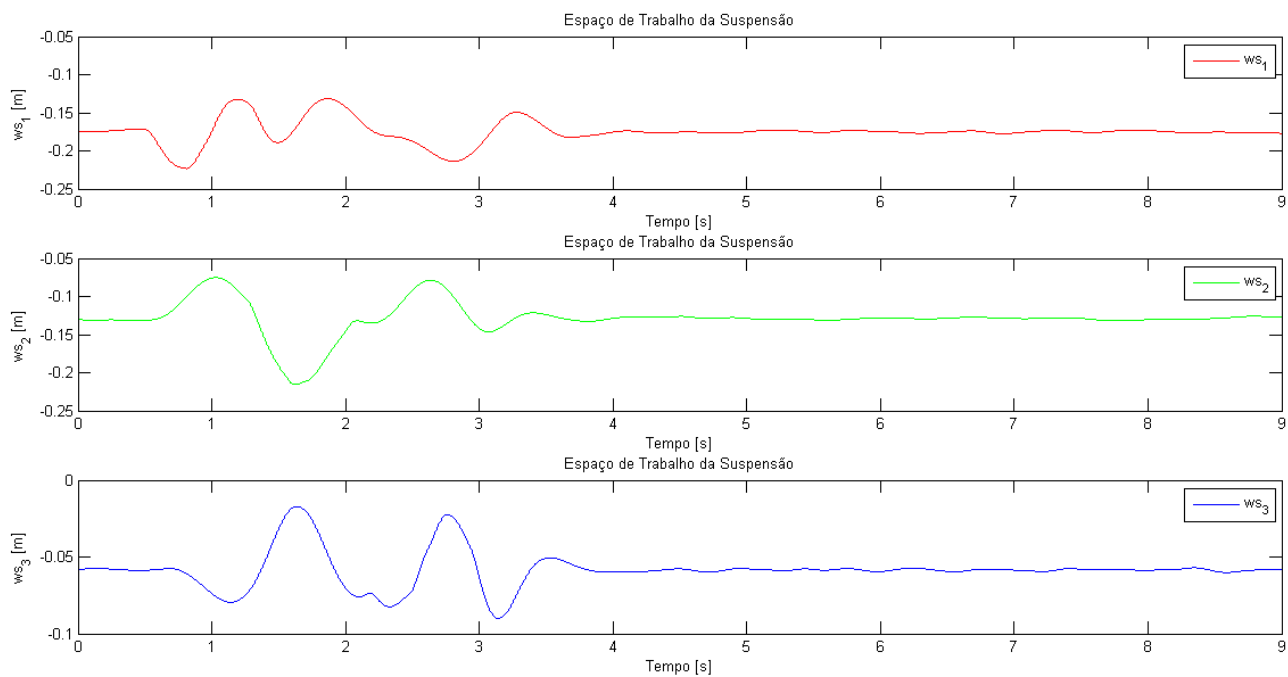


Figura 5.20 - Histórico de espaço de trabalho em cada suspensão (Guarani).

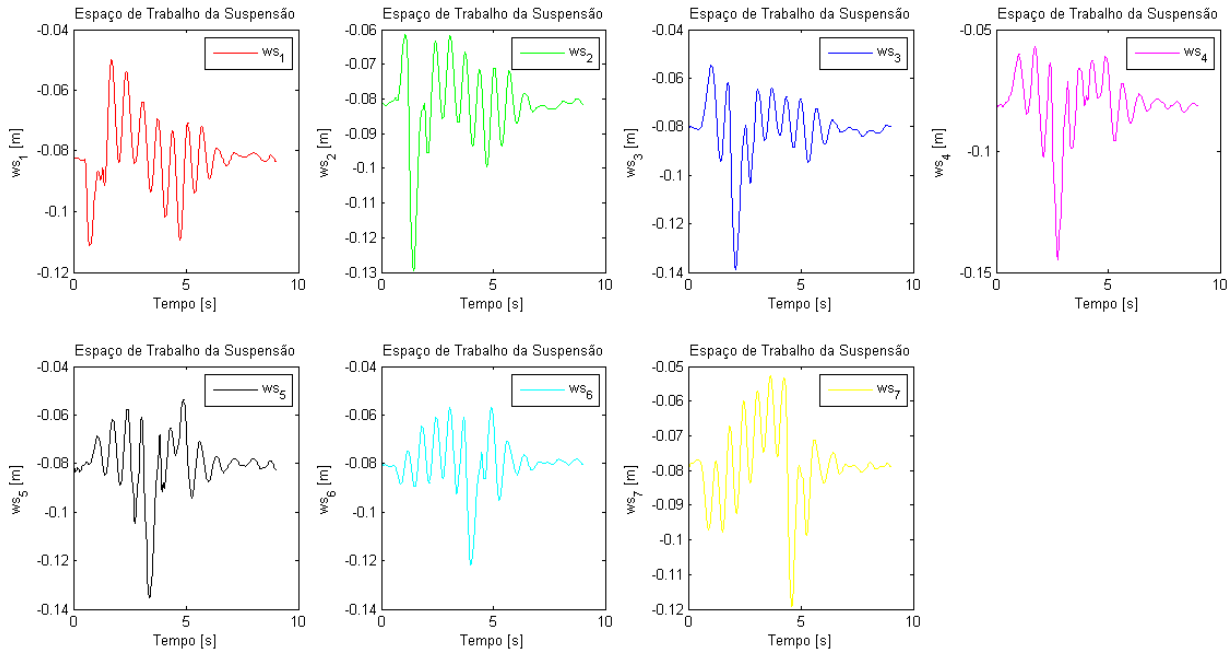


Figura 5.21 - Histórico de espaço de trabalho em cada suspensão (Leopard).

Nas Figuras 5.22, 5.23 e 5.24 estão indicadas, respectivamente, as forças de reações no solo em cada roda da viatura blindada.

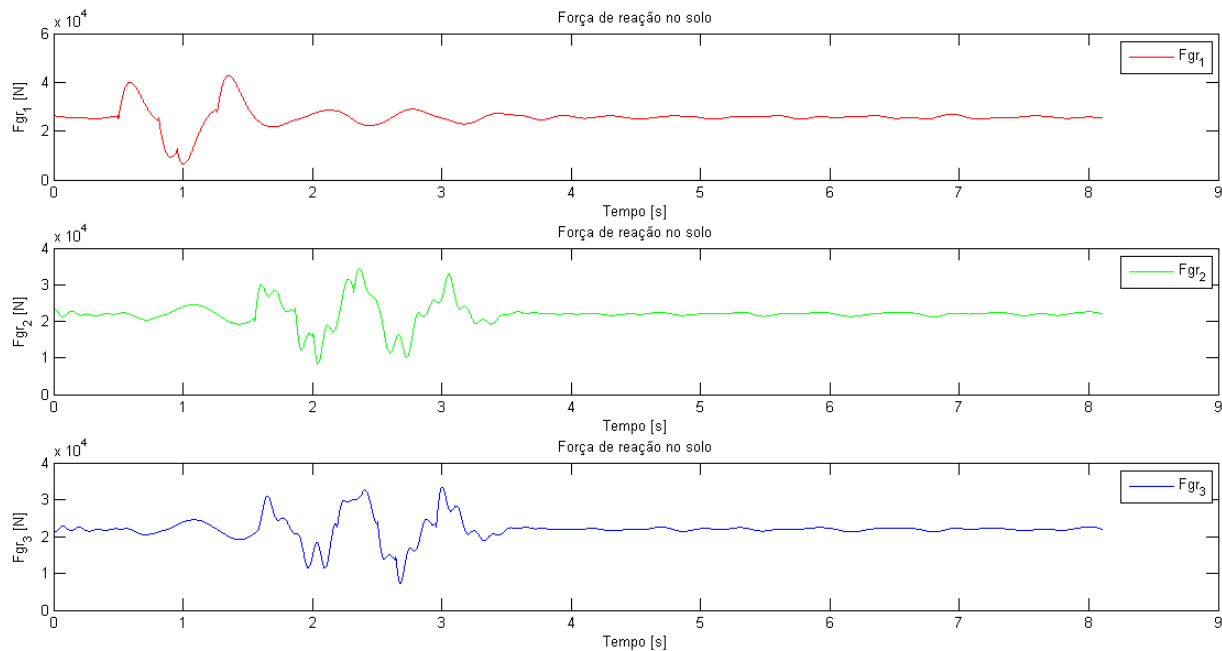


Figura 5.22 - Histórico de reações no solo em cada roda (Urutu).

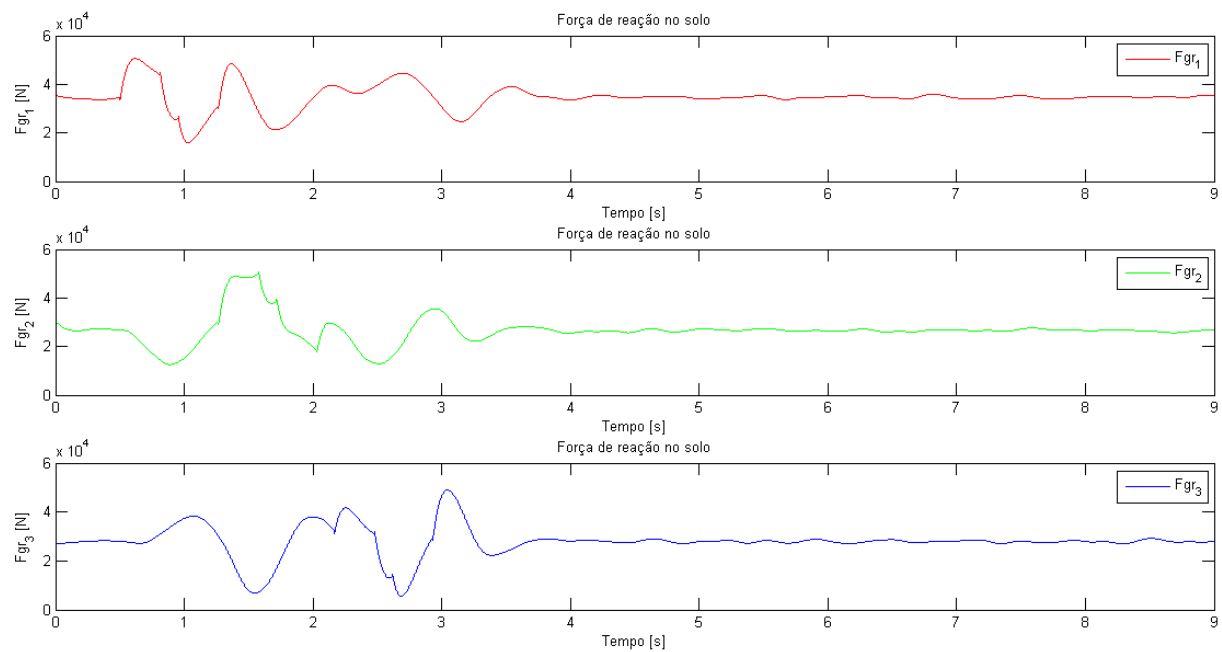


Figura 5.23 - Histórico de reações no solo em cada roda (Guarani).

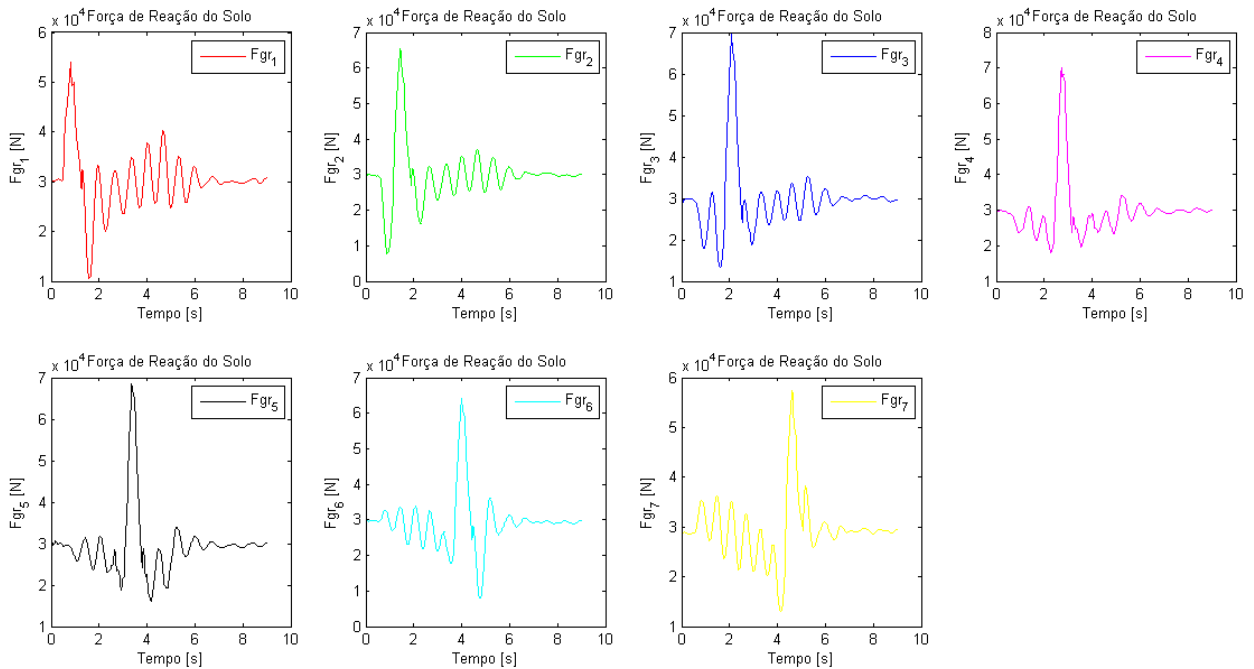


Figura 5.24 - Histórico de reações no solo em cada roda (Leopard).

Da análise dos resultados apresentados anteriormente, se observa que o pico absoluto de aceleração do motorista em cada um dos veículos foi de  $6,54 \text{ m/s}^2$ ,  $5,59 \text{ m/s}^2$  e  $6,95 \text{ m/s}^2$  no caso do Urutu, Guarani e Leopard, respectivamente. Para o passageiro acompanhante, os valores máximos absolutos de aceleração no assento foram  $5,34 \text{ m/s}^2$ ,  $3,99 \text{ m/s}^2$  e  $4,23 \text{ m/s}^2$  no caso do Urutu, Guarani e Leopard, respectivamente. Em todos os veículos analisados, o passageiro que se encontra mais próximo do CG, recebe menos impacto (pico de aceleração) que o motorista que se encontra mais longe do CG, como era de se esperar. Entre os veículos aqui analisados, o Guarani foi o veículo que menos impacto transmitiu ao motorista, seguido do Urutu e por último do Leopard, enquanto que para o passageiro, o Guarani foi o veículo que menos impacto transmitiu, seguido do Leopard e por último do Urutu.

Em termos de valor de aceleração *rms*, para o Urutu, os valores para aceleração no motorista e passageiro são  $1,05 \text{ m/s}^2$  e  $0,88 \text{ m/s}^2$ ; para o veículo Guarani, os valores *rms* de aceleração são:  $0,98 \text{ m/s}^2$  e  $0,83 \text{ m/s}^2$  e para o veículo Leopard, os valores de aceleração *rms* são:  $1,96 \text{ m/s}^2$  e  $1,12 \text{ m/s}^2$ . Neste caso, o Guarani foi o veículo que menos transmitiu aceleração *rms* vertical ao motorista, seguido pelo Urutu e pelo Leopard. Referente ao passageiro, o Guarani novamente

transmitiu menos aceleração *rms* ao passageiro, seguido do Urutu e do Leopard, nesta ordem. Se atribui este comportamento devido a detalhes do posicionamento e dinâmica dos veículos.

Avaliando os valores *rms* das acelerações no CG das carrocerias dos três veículos, se chega a valores de  $0,587 \text{ m/s}^2$ ,  $0,557 \text{ m/s}^2$  e  $0,724 \text{ m/s}^2$ , o que neste caso indicou que o Leopard apresentou maior valor, seguido do Urutu e por fim pelo Guarani. Podendo atribuir este fato ao maior comprimento do veículo blindado Leopard em comparação com os outros dois, o que favorece maiores acelerações (por efeito do braço de alavanca) a pontos mais distantes do CG (motorista e passageiro), além do maior peso do veículo, em comparação com os outros dois (três vezes maior que o Urutu e 2,34 vezes maior que o Guarani).

Em termos da máxima força de reação do solo em qualquer roda do veículo, os resultados indicam 42,30 kN, 50,81 kN e 70,07 kN. Se percebe que o veículo Leopard apresenta o maior valor de pico de reação do solo, seguido do Guarani e pelo Urutu. É estimado que nos dois últimos casos que isto se deva ao baixo peso do Urutu em relação ao Guarani e ao Leopard. Em todas as análises feitas nenhuma das forças de reação do solo apresentaram valores negativos, indicando que sempre estiveram em contato com o solo.

Em termos do espaço de trabalho das suspensões os resultados obtidos para o máximo valor absoluto foram de 0,151 m, 0,500 m e 0,144 m para o Urutu, Guarani e Leopard. Isto indica que o Leopard é o que tem menor variação de curso de suspensão, seguido pelo Urutu e pelo Guarani.

A Figura 5.25 mostra uma sequência de instantâneos da passagem do veículo Leopard sobre o obstáculo. Se nota que no instante (f) da Figura a roda 6 está levantada devido à entrada da roda 7 no obstáculo, indicando que a esteira neste caso levantou esta roda devido ao seu efeito de correia. No instante indicado por (g) e (h) na Figura, logo após todas as rodas terem passado pelo obstáculo, as rodas continuam a vibrar em função da onda que se propaga na esteira devido à passagem pelo obstáculo, também confirmado pela Figura 5.24.

A Figura 5.26 resume a análise quanto ao conforto nos dois ocupantes (motorista e passageiro) do veículo Urutu. Já as Figuras 5.27 e 5.28 apresentam as mesmas análises para os ocupantes dos veículos Guarani e Leopard, respectivamente.

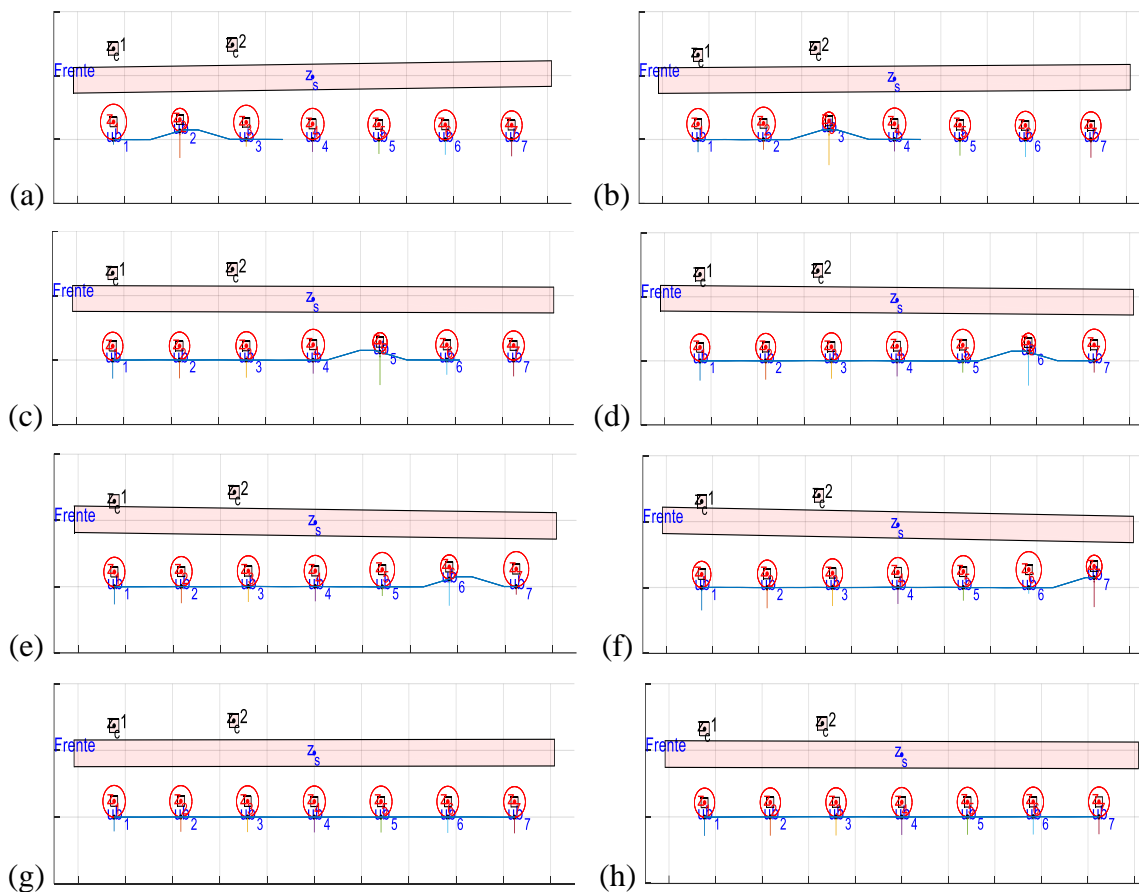


Figura 5.25 - Instantâneos da passagem do veículo Leopard sobre o obstáculo.

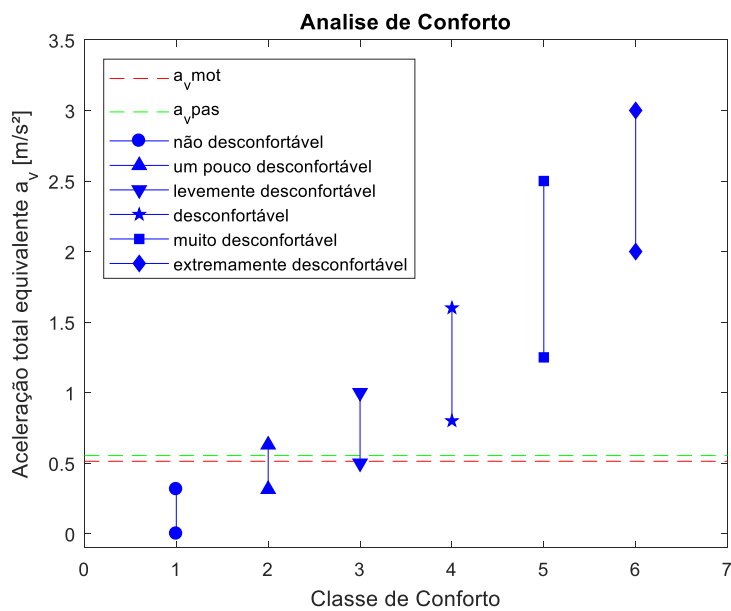


Figura 5.26 - Análise de conforto nos assentos do motorista e passageiro do veículo Urutu.

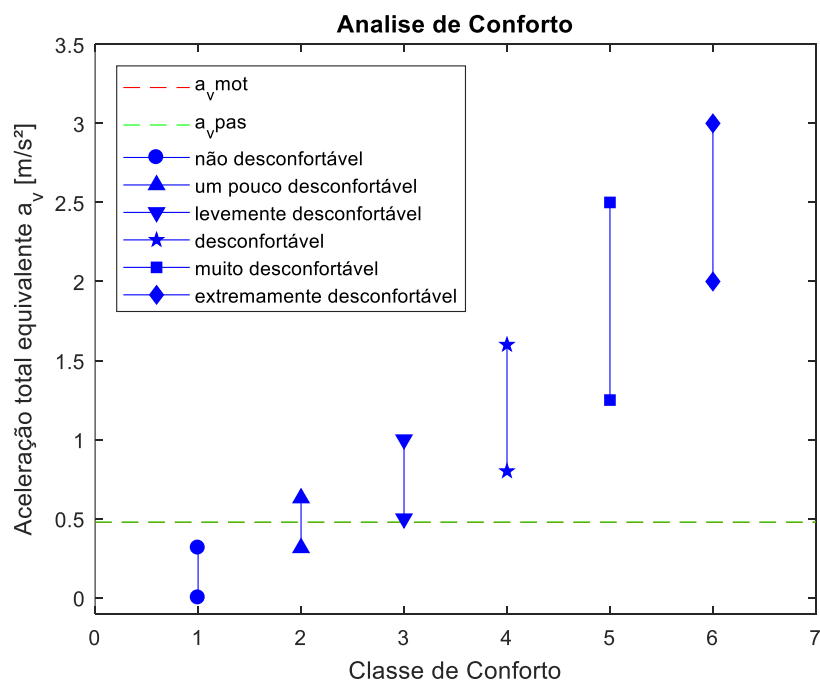


Figura 5.27 - Análise de conforto nos assentos do motorista e passageiro do veículo Guarani.

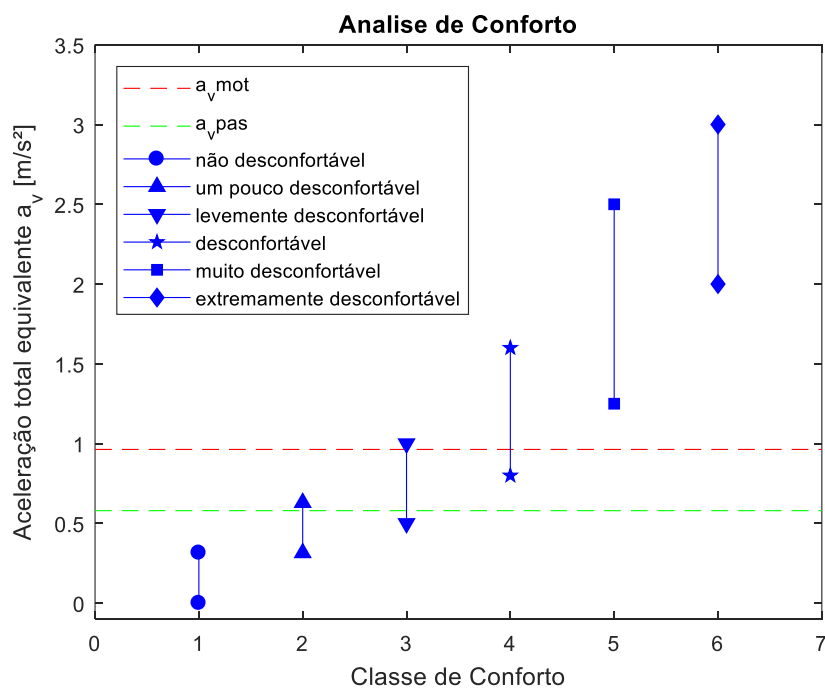


Figura 5.28 - Análise de conforto nos assentos do motorista e passageiro do veículo Leopard.



Como se observa da Figura 5.26, da análise de conforto no veículo Urutu as acelerações totais equivalentes, tanto do motorista quanto do passageiro, são classificadas como sendo situadas entre “um pouco desconfortável” e “levemente desconfortável”, sendo que, neste caso, o passageiro recebe uma aceleração equivalente ligeiramente maior que o motorista. Para o veículo Guarani, conforme a Figura 5.27, percebemos que ambas as acelerações totais equivalentes são muito similares e são classificadas com “um pouco desconfortável”. Já para o veículo Leopard, a partir da Figura 5.28, se visualiza que a aceleração total equivalente no motorista é consideravelmente maior que no passageiro, sendo classificada como estando entre “levemente desconfortável” e “desconfortável”, enquanto no passageiro é classificada como entre “um pouco desconfortável” e “levemente desconfortável”.

A Figura 5.29 resume a análise quanto à saúde do motorista do veículo Urutu segundo a ISO 2631-1/1997. Já as Figuras 5.30 e 5.31 apresentam a mesma análise para os motoristas dos veículos Guarani e Leopard, respectivamente. A Tabela 5.14 indica um resumo dessas análises e acrescenta análises segundo a Diretiva 2002/44/EC para os motoristas dos três veículos.

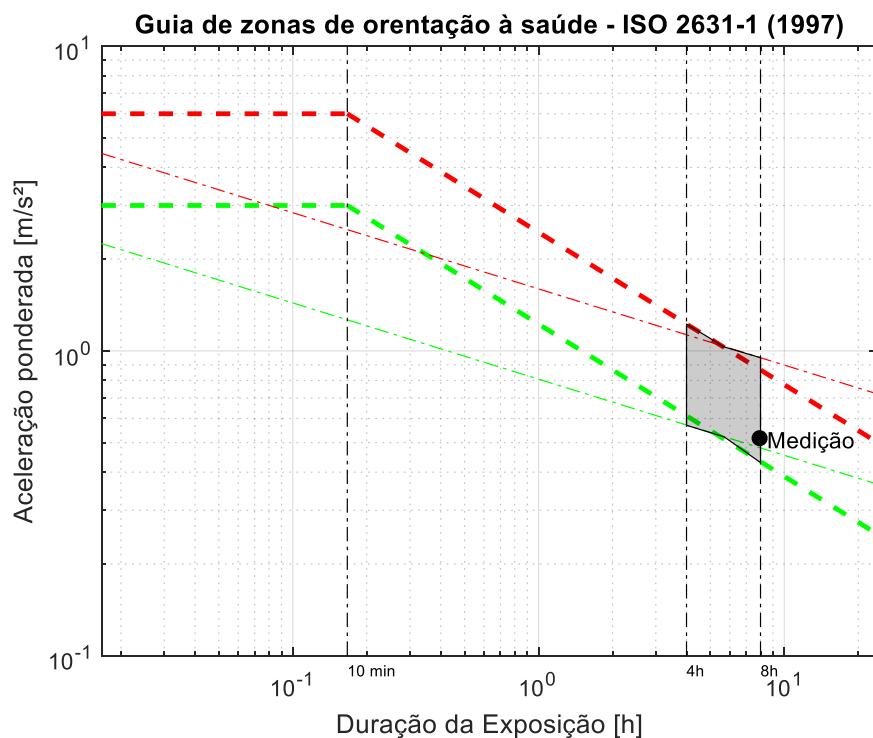


Figura 5.29 - Análise de VCI no assento do motorista do veículo Urutu, ISO 2631-1/1997.

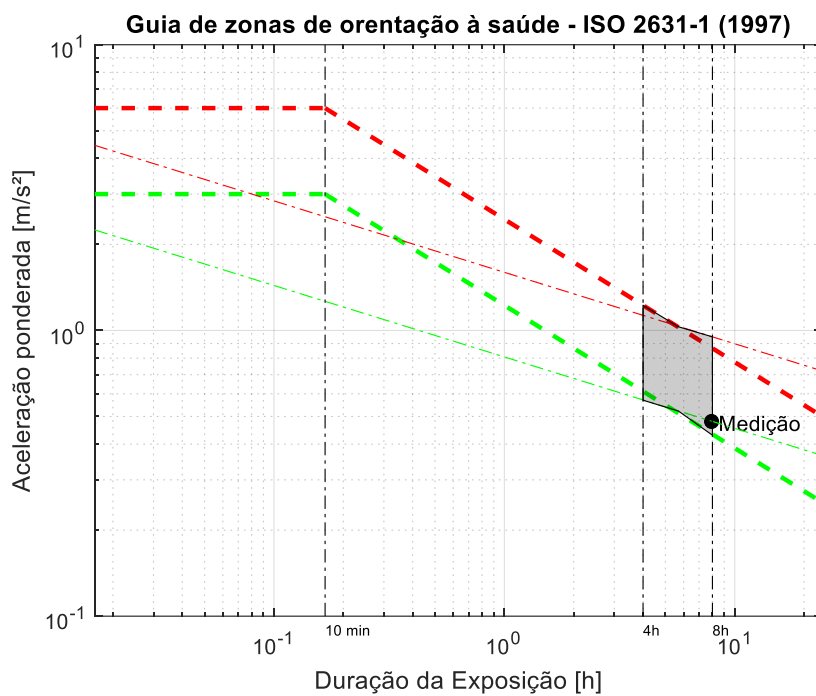


Figura 5.30 - Análise de VCI no assento do motorista do veículo Guarani, ISO 2631-1/1997.

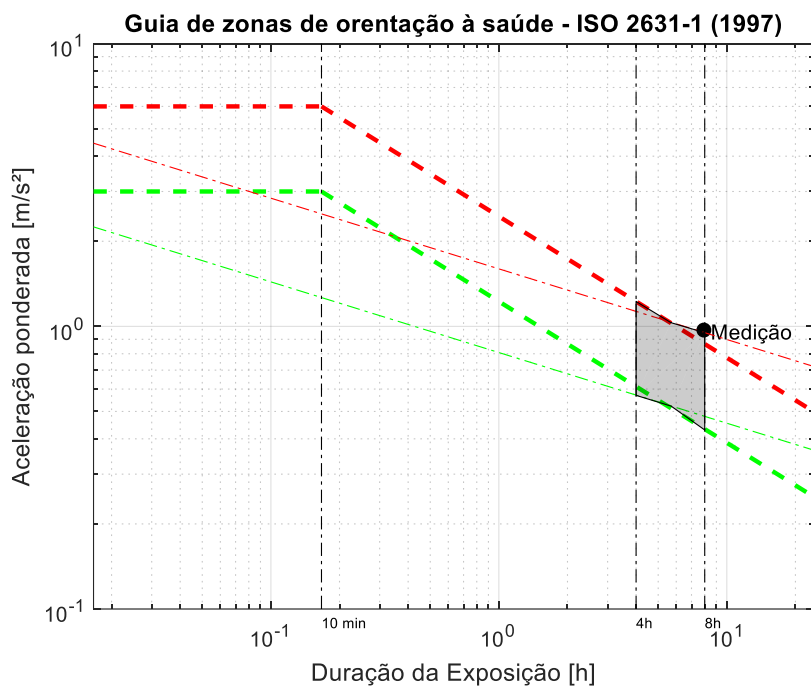


Figura 5.31 - Análise de VCI no assento do motorista do veículo Leopard, ISO 2631-1/1997.

Tabela 5.14 - Resumo da análise de Vibração de Corpo Inteiro (VCI) para os motoristas dos três veículos blindados.

		<b>Medições</b>		
		<b>Urutu</b>	<b>Guarani</b>	<b>Leopard</b>
<b>A(8)</b>	[m/s <sup>2</sup> ]	0,51	0,48	0,96
<b>VDV(8)</b>	[m/s <sup>1,75</sup> ]	14,21	11,96	19,32

Conforme a Figura 5.29, para a análise de VCI do veículo Urutu, a aceleração ponderada atinge um valor elevado, situado em região que requer atenção, porém não excedendo o limite o máximo recomendado de exposição diária. Para o veículo Guarani, a aceleração ponderada é mais baixa, estando situada em uma região segura para uma jornada de trabalho diária de 8h. Já para o veículo Leopard, a exposição extremamente alta, excedendo a máxima diária recomendada.

A Tabela 5.15 apresenta um resumo da análise de vibração de impacto no assento do motorista dos três veículos segundo a norma ISO 2631-5, 2004. Foram feitas duas análises de impacto para possíveis efeitos adversos à saúde, uma considerando uma exposição média de 120 dias anuais por 35 anos e outra considerando a tensão mecânica na coluna lombar para um tempo de vida (serviço) de exposição.

Tabela 5.15 - Resumo da análise Vibração de Impacto (VI) para os motoristas dos veículos.

<b>Limites Normativos para Saúde ISO 2631-5/2004</b>				
Efeitos adversos à saúde em 35 anos de exposição (fator de segurança para tensão na coluna lombar)	$R < 0,8$	Baixa probabilidade de efeitos adversos à saúde		
	$R > 1,2$	Alta probabilidade de um efeito adverso à saúde		
Efeitos adversos à saúde para um tempo de vida de exposição (tensão mecânica na coluna lombar)	$S_{ed} < 0,5\text{MPa}$	Baixa probabilidade de efeitos adversos à saúde		
	$S_{ed} > 0,8\text{MPa}$	Alta probabilidade de um efeito adverso à saúde		
<b>Valores Medidos</b>				
	Unidade	<b>Urutu</b>	<b>Guarani</b>	<b>Leopard</b>
<b>R</b>	[-]	0,67	0,54	0,83
<b>S<sub>ed</sub></b>	[MPa]	0,60	0,49	0,74

A partir dos dados da Tabela 5.15 podemos observar que no veículo Guarani o motorista tem uma baixa probabilidade de efeitos adversos à saúde da coluna vertebral, enquanto no Leopard uma alta probabilidade de sofrer desses efeitos. Já no Urutu, se for analisado os efeitos adversos à saúde em um período de 35 anos de exposição possui baixa probabilidade de o motorista sofrer desses efeitos, porém se for analisado a tensão na coluna para uma vida de exposição, possui uma moderada probabilidade de gerar danos à saúde da coluna vertebral.

Em todas as análises anteriores, tanto a respeito de conforto como de saúde, se obteve a mesma conclusão. O veículo Guarani foi o que apresentou maior conforto e menor risco a saúde enquanto o veículo Leopard foi o que apresentou menor conforto e maior risco a saúde, conclusões estas iguais tanto para o motorista quanto para o passageiro. Abaixo, na Tabela 5.16, os resultados de vários testes estão resumidos numericamente.

Tabela 5.16 - Resumo dos principais resultados obtidos.

	Unidade	Urutu	Guarani	Leopard
<b>Aceleração RMS no CG da carroceria</b>	[m/s <sup>2</sup> ]	0,58	0,57	0,724
<b>Máxima aceleração absoluta no motorista</b>	[m/s <sup>2</sup> ]	6,54	5,59	6,95
<b>Aceleração RMS no motorista</b>	[m/s <sup>2</sup> ]	1,046	0,976	1,96
<b>Máxima aceleração absoluta no passageiro</b>	[m/s <sup>2</sup> ]	0,533	3,99	4,23
<b>Aceleração RMS no passageiro</b>	[m/s <sup>2</sup> ]	0,88	0,83	1,12
<b>Máxima força absoluta de reação no solo</b>	[N]	4229,7	5080,8	7006,8
<b>Máximo espaço de trabalho da suspensão</b>	[m]	0,151	0,500	0,144

## 6 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Este Capítulo contempla os resultados e análises das medições experimentais realizadas in loco neste estudo. Serão determinados os valores de transmissibilidade de vibração (SEAT) e as análises de ponderação à vibração de impacto recebida pela coluna vertebral para determinar alta ou baixa probabilidade de lesão futura, para o motorista da Viatura Blindada de Combate sobre esteiras Leopard. Na sequência, serão apresentadas as avaliações dos valores de vibração de corpo inteiro (VCI) verificando-os quanto à saúde e conforto para os motoristas ocupantes das VBTP Urutu e Guarani.

### 6.1 Avaliação dos valores de SEAT

A verificação dos níveis de transmissibilidade de vibração medidos no piso e transmitidos ao assento foi realizada no veículo blindado de esteira Leopard I A5BR, no local de atividade do motorista. Examinando os valores nos três eixos (x, y e z), onde: o eixo X é orientado na direção para frente do motorista, o eixo Y é orientado para a lateral esquerda do motorista e o eixo Z é orientado na direção vertical (coluna vertebral) do motorista. As medições foram feitas em dois tipos de pavimentos, o primeiro composto por blocos de concreto rígido (Figura 4.3) e o segundo natural mesclado (Figura 4.6 a).

Recordando que, um valor de SEAT de 100% indica que não existe aumento ou diminuição da transmissão da vibração promovida pelo assento; valores maiores que 100%, o nível de vibração é amplificado aumentando o desconforto e valores de SEAT menores do que 100 % sugere que o assento isolou parte da vibração produzida pela base do assento.

Na Tabela 6.1 abaixo estão os valores de transmissibilidade de vibração, em porcentagem, para o primeiro tipo de piso enfrentado pelo veículo.

Tabela 6.1 - Valores de *SEAT* para a viatura blindada Leopard, avaliada nos três eixos, contra um pavimento de concreto rígido.

<b>Valores <i>SEAT</i> (%)</b>	
<i>x</i>	206,6
<i>y</i>	156,3
<i>z</i>	101,2

Na Tabela 6.2 estão os valores de transmissibilidade de vibração, em percentagem, para o segundo tipo de piso trafegado pelo blindado de esteiras.

Tabela 6.2 - Valores de *SEAT* para a viatura blindada Leopard, avaliada nos três eixos, contra um pavimento de terreno natural.

<b>Valores <i>SEAT</i> (%)</b>	
<i>x</i>	111,9
<i>y</i>	176,6
<i>z</i>	110,4

Com base nos valores encontrados pelo procedimento experimental se infere que, em todos os casos, supracitados nas Tabelas 6.1 e 6.2, houve um aumento da vibração transmitida pelo assento e provavelmente maior desconforto notado pelo motorista produzido pelo veículo. Com os mais elevados níveis de transmissibilidade no eixo X, para o primeiro pavimento, chegando a valores de 206,6% de transmissão de vibração; e no eixo Y, para o segundo pavimento, com valores de 176,6% de propagação de vibração do piso para o assento. Se nota também que para o eixo Z, quando trafegando em concreto rígido, se obteve 101,2 % de *SEAT*, o que se aproxima muito de uma situação neutra do assento (sem atenuação da vibração). Provavelmente os altos valores de valores *SEAT* para eixo X e Y se deva à falta de sistema de suspensão no assento nestas direções e o efeito do braço de alavanca do assento que está a uma altura razoável do assoalho do veículo e nestas direções é rígido.

## 6.2 Avaliação dos resultados para vibração de impacto na coluna vertebral

Se verificou, nesta fase, a relação linear entre a tensão compressiva que se deve aos choques de entrada pelo assento e a resposta em termos dos picos de aceleração na coluna. Esta tensão é calculada pela Equação 3.18, e levando em conta a dose de aceleração diária recebida pelo ocupante do veículo. Após, um fator  $R$  é definido para avaliação dos efeitos adversos à saúde relacionados com a resposta humana à dose de aceleração, este calculado levando em consideração a idade crescente (e a resistência decrescente à impactos na coluna com o tempo) à medida que o tempo de exposição se prolonga.

Tabela 6.3 - Limites normativos da ISO 2631-5/2004 para análise de vibrações de impacto na coluna vertebral, com foco em saúde.

<b>Limites Normativos para Saúde ISO 2631-5 (2004) – Leopard I A5BR</b>		
Efeitos adversos à saúde em 35 anos de exposição (fator de segurança para tensão na coluna lombar)	$R < 0,8$	Baixa probabilidade de efeitos adversos à saúde
	$R > 1,2$	Alta probabilidade de um efeito adverso à saúde
Efeitos adversos à saúde para um tempo de vida de exposição (tensão mecânica na coluna lombar)	$S_{ed} < 0,5\text{MPa}$	Baixa probabilidade de efeitos adversos à saúde
	$S_{ed} > 0,8\text{MPa}$	Alta probabilidade de um efeito adverso à saúde

Referente ao risco associado às vibrações de impacto, na avaliação do fator  $R$ , se considera como hipóteses: um motorista militar com início de exposição aos 20 anos, tempo de exposição anual de 120 dias e uma vida de exposição de 35 anos. Nas duas situações pavimentares na qual o blindado Leopard transpassou, concretada e natural.

A Tabela 6.4, abaixo, resume os resultados quanto aos riscos associados a vibrações de impacto na coluna vertebral sofridos apenas pelo motorista seguindo as recomendações da ISO 2631-5/2004.

Tabela 6.4 - Valores obtidos da análise de vibrações de impacto na coluna vertebral (motorista).

Valores Medidos			
	Unidade	Concreto	Natural
$R$	[-]	0,62	1,56
$S_{ed}$	[MPa]	0,58	1,41

Sobre a análise acima, se deslocamento sobre:

- Concreto rígido: o valor para a tensão mecânica  $S_{ed}$  indica que há uma baixa probabilidade de efeitos adversos numa vida de exposição e que o fator de segurança das tensões lombares  $R$  indica uma moderada probabilidade de efeitos adversos após 35 anos exposto;
- Terreno natural: o valor para a tensão mecânica  $S_{ed}$  indica que há uma alta probabilidade de efeitos adversos numa vida de exposição e que o fator  $R$  de segurança das tensões lombares indica, também, uma alta probabilidade de efeitos adversos após 35 anos exposto.

### 6.3 Avaliação VCI quanto à saúde e conforto

A seguir estão listados, em tópicos e subtópicos, os valores medidos no assento e piso das Viaturas Blindadas Urutu e Guarani aqui estudadas durante trajeto previamente estipulado, em três situações pavimentares distintas, a primeira ocorrendo um contato entre o veículo e o piso de concreto, a segunda medida contra um piso composto por paralelepípedos, e, em último teste, veículo rodando em pista de terra, tipo chão batido. Excepcionalmente, por razões de segurança e normas internas do centro de instruções, o blindado Leopard I A5BR trafegou apenas sobre dois pavimentos (concreto rígido e cobertura natural), internos a área do Centro de Instrução de Blindados (CI Bld) uma vez que seu tráfego em vias urbanas acarretaria danos irreparáveis aos pisos.

Para cada uma das configurações propostas se obteve os respectivos valores da aceleração  $rms$  ponderada pela frequência, para os três eixos do terno axial estipulado pela ISO 2631-1, 1997 e também NHO-09, 2013. Estas acelerações  $rms$  têm suas leituras obtidas através dos acelerômetros e convencionalmente são chamadas de  $a_{wx}$ ,  $a_{wy}$  e  $a_{wz}$  indicando que estão ponderadas pelas respectivas curvas. Por meio destas acelerações parciais se calcula a vibração total  $a_v$ , pela aplicação da Equação 3.3, com o emprego dos valores medidos em campo e com os



fatores de multiplicação adequados para avaliação da vibração de corpo inteiro quanto à saúde (pela NHO-09, 2013, esta soma vetorial deve sempre ser feita). No Anexo deste trabalho está descrito um código em MATLAB onde estas operações podem ser vistas. Com o valor de vibração total se torna possível o cálculo da aceleração resultante da exposição normalizada,  $A_{(8)}$ , por intermédio da Equação 3.5, aonde se apresenta a duração diária de exposição do trabalhador à vibração, para ser confrontada com o valor relativo a uma exposição de 8 horas diárias, o período da jornada de trabalho padrão.

As Tabelas contendo os parâmetros obtidos através do processamento dos dados experimentais trazem em seu cabeçalho o veículo blindado a qual se refere e, para os três eixos medidos: o tempo de medição que foi realizado (h), os valores de pico da aceleração (Lpk), os valores da aceleração *rms*, sua soma e valor máximo, os valores de dose de vibração (VDV), sua soma e valor máximo, os valores de *Crest Factor* (CRF), os fatores *k* utilizados para a medição (*K-Factor*) e o valor de aceleração ( $A_{(8)}$ ) quando a medição é extrapolada para 8h de duração diária de exposição. Já as Tabelas que trazem as hipóteses propostas, contém: os tempos (h) para o atingimento do valor de ação de exposição (VAE) e limite de exposição (VLE) calculados tanto para um tempo de exposição igual ao tempo de medição quanto para um tempo de exposição prolongado para 8h, além da classificação do experimento quanto ao seu grau de conforto pela ISO 2631-1/1997.

### 6.3.1 Urutu

#### 6.3.1.1 Pavimento de concreto rígido

A primeira leitura de dados compete ao assento no qual o motorista realiza o seu trajeto com o VBTP Urutu sobre pavimentação composta de concreto rígido. A escolha na posição do assento medido foi proposital para que seja medido o local em que o contato entre assento/corpo humano se fizesse mais intenso e duradouro. Fazendo a análise dos dados e os cálculos pertinentes dos valores indicados, se tem um nível aceitável de exposição à vibração quanto à saúde. Além do mais, para o valor *rms* total medido tem um nível de vibração que pode ser considerado “de pouco a

levemente desconfortável” (soma *rms* da Tabela 6.5 comparado aos níveis de conforto da ISO 2631-1997). Em seguida, na Figura 6.6, está o sinal no tempo das acelerações tri axiais relativos a esta medição.

Na Figura 6.2, se encontra o espectro de acelerações *rms* (em  $m/s^2$ ) por bandas de 1/3 de oitavas (em Hz) da referida viatura anteriormente mencionada. Se observa que existem maiores picos de aceleração nas frequências baixas, próximo aos 3 Hz, o que indica, de acordo com o estudo de Bruel & Kjaer de 1989, que o fenômeno da ressonância pode afetar a região do tórax, abdômen, ombros e pernas flexionadas (vide Figura 2.5).

Tabela 6.5 - Parâmetros obtidos através do processamento dos dados experimentais oriundos da medição no assento do motorista do veículo blindado Urutu em pavimentação de concreto.

<b>URUTU – PAVIMENTO DE CONCRETO RÍGIDO</b>					
<b>Tempo de Medição</b>	0,24		h		
Eixos	<i>x</i>	<i>y</i>	<i>z</i>	Soma	
Lpk	1,27	1,38	5,01	-	$m/s^2$
<i>rms</i>	0,14	0,14	0,47	0,55	$m/s^2$
VDV	1,28	1,31	4,20	4,22	$m/s^{1,75}$
CRF	9,09	10,05	10,61	-	
K-Factor	1,40	1,40	1,00	-	
Máx. <i>rms</i>			0,47		$m/s^2$
A(8)			0,09		$m/s^2$
Máx. VDV			4,20		$m/s^{1,75}$

Tabela 6.6 - Hipóteses propostas com base nos dados experimentais extraídos do blindado Urutu em pavimentação comporta por placas de concreto rígido.

<b>Tempo de Exposição</b>		8,00		h	
	x	y	z	Soma	
Tempo para atingir VAE	51,98	54,09	8,95	6,69	h
Tempo para atingir VLE	207,90	216,37	35,82	26,77	h
A(8) equivalente	0,20	0,19	0,47	0,55	m/s <sup>2</sup>
<b>Tempo de Exposição</b>		0,24		h	
	x	y	z	Soma	
Tempo para atingir VAE	217,57	226,43	37,49	28,02	h
Tempo para atingir VLE	870,30	905,72	149,94	112,08	h

**Hipóteses**

i) Se o TEMPO DE EXPOSIÇÃO é igual ao TEMPO DE MEDIÇÃO					
Para atingir VAE	28,02	h	Não atingiu VAE		
Para atingir VLE	112,08	h	Não atingiu VLE		
ii) Se o TEMPO DE EXPOSIÇÃO é 8h e o TEMPO DE MEDIÇÃO é representativo destas 8h					
Para atingir VAE	6,69	h	Atingiu VAE		
Para atingir VLE	26,77	h	Não atingiu VLE		

**Grau de Conforto:** De um pouco a levemente desconfortável

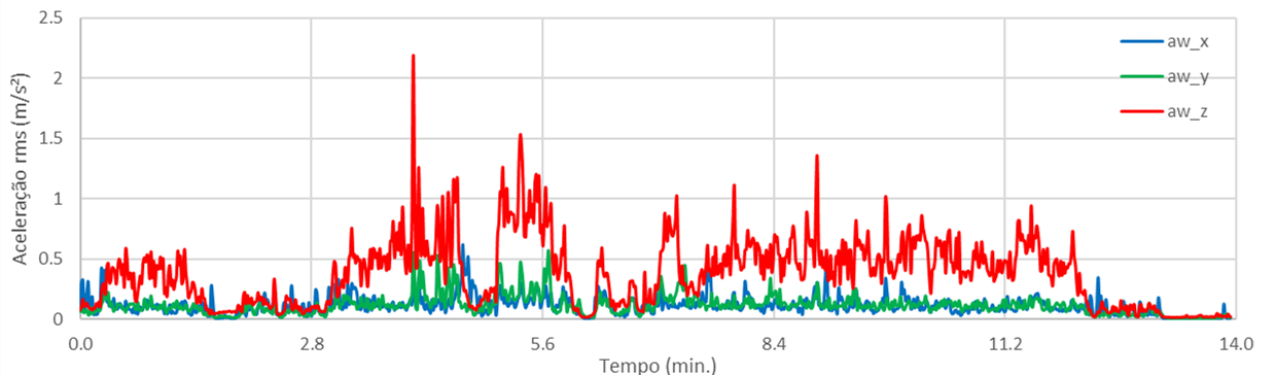


Figura 6.1 - Sinal no tempo das acelerações triaxiais, nos trechos em pavimento de concreto rígido, mensurado no assento do motorista no veículo Urutu.

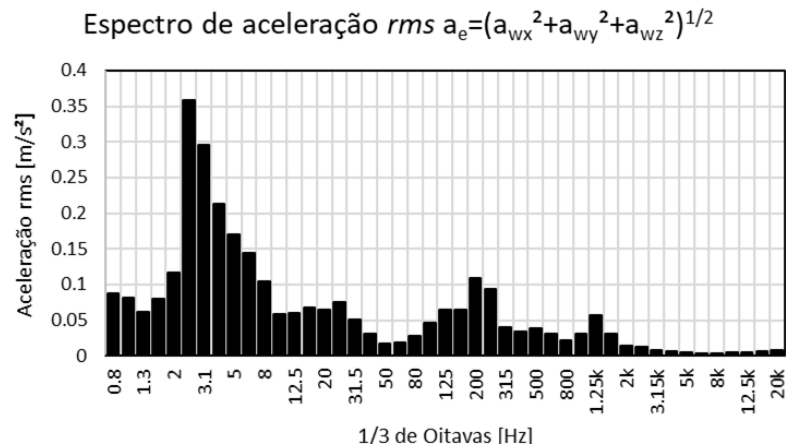


Figura 6.2 - Gráfico de espectros de aceleração  $rms$  da viatura blindada Urutu contra o piso de concreto, em  $m/s^2$ , medido em bandas de oitavas.

### 6.3.1.2 Pavimento composto por paralelepípedos

A segunda leitura de dados se refere ao assento no qual o motorista realiza o seu trajeto com o VBTP Urutu sobre pavimentação composta de paralelepípedos irregulares, realizada nos arredores do Centro de Instrução de Blindados. Fazendo a análise dos dados e os cálculos, se obtêm um nível aceitável de exposição à vibração quanto à saúde. Além do mais, para o valor  $rms$  total medido tem um nível de vibração que pode ser considerado “de levemente desconfortável a desconfortável” (soma  $rms$  da Tabela 6.7 comparado aos níveis de conforto da ISO). A Tabela 6.8 indica as hipóteses propostas com base nos dados experimentais para tempos necessários para atingir o limite de ação e de exposição.

Tabela 6.7 - Parâmetros obtidos através do processamento dos dados experimentais oriundos da medição no assento do motorista do veículo blindado Urutu em pavimentação de paralelepípedos, para as acelerações nas 3 direções.

<b>URUTU – PAVIMENTO DE PARALELEPÍPEDOS</b>					
<b>Tempo de Medição</b>	0,13		h		
Eixos	<i>x</i>	<i>y</i>	<i>z</i>	Soma	
Lpk	1,64	2,07	8,91	-	m/s <sup>2</sup>
<i>rms</i>	0,20	0,23	0,69	0,81	m/s <sup>2</sup>
VDV	1,50	1,95	5,41	5,44	m/s <sup>1,75</sup>
CRF	8,21	8,88	12,98	-	
K-Factor	1,40	1,40	1,00	-	
Máx. <i>rms</i>			0,69		m/s <sup>2</sup>
A(8), Máx. <i>rms</i>			0,10		m/s <sup>2</sup>
Máx. VDV			5,41		m/s <sup>1,75</sup>

Tabela 6.8 - Hipóteses propostas com base nos dados experimentais extraídos do blindado Urutu em pavimentação de paralelepípedos irregulares.

<b>Tempo de Exposição</b>	8,00		h		
	<i>x</i>	<i>y</i>	<i>z</i>	Soma	
Tempo para atingir VAE	25,54	18,86	4,24	3,05	h
Tempo para atingir VLE	102,15	75,43	16,96	12,19	h
A(8) equivalente	0,28	0,33	0,69	0,81	m/s <sup>2</sup>
<b>Tempo de Exposição</b>	0,13		h		
	<i>x</i>	<i>y</i>	<i>z</i>	Soma	
Tempo para atingir VAE	191,53	141,43	31,80	22,86	h
Tempo para atingir VLE	766,12	565,73	127,19	91,45	h
<b>Hipóteses</b>					
i) Se o TEMPO DE EXPOSIÇÃO é igual ao TEMPO DE MEDIÇÃO					
Para atingir VAE	22,86	h			Não atingiu VAE
Para atingir VLE	91,45	h			Não atingiu VLE
ii) Se o TEMPO DE EXPOSIÇÃO é 8h e o TEMPO DE MEDIÇÃO é representativo destas 8h					
Para atingir VAE	3,05	h			Atingiu VAE
Para atingir VLE	12,19	h			Não atingiu VLE
<b>Grau de Conforto:</b>	De levemente desconfortável a desconfortável				

Mais abaixo, na Figura 6.3, é mostrado o sinal no tempo das acelerações tri axiais relativos a esta medição.

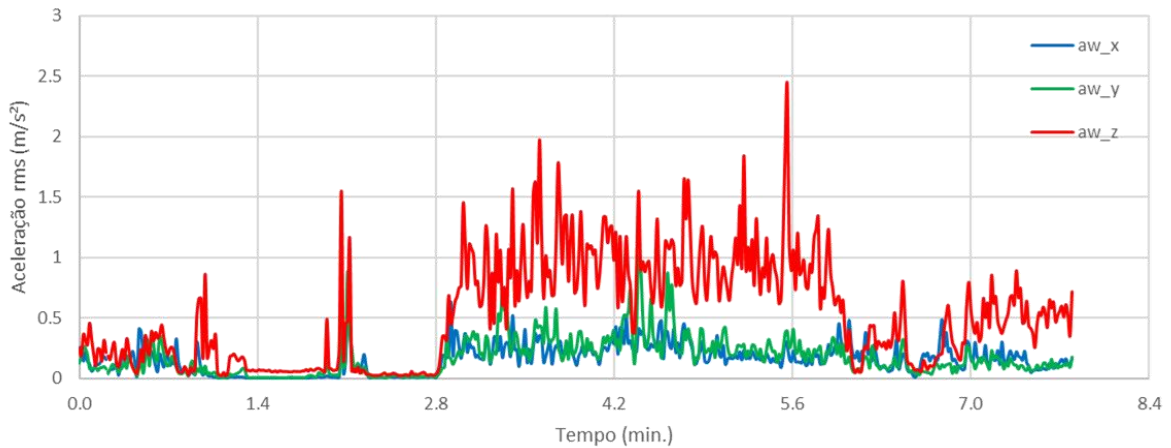


Figura 6.3 - Sinal no tempo das acelerações triaxiais, nos trechos em pavimento de paralelepípedos, mensurado no assento do motorista no veículo Urutu.

Na Figura 6.4, está o espectro de acelerações *rms* (em  $m/s^2$ ) por bandas de 1/3 de oitavas (em Hz) da referida viatura anteriormente mencionada. Se pode observar que existem maiores picos de aceleração nas frequências muito baixas, próximo aos 1 Hz, o que indica que a ressonância, a princípio, poderia ainda não ser percebida por alguma parte do corpo humano em exposição.

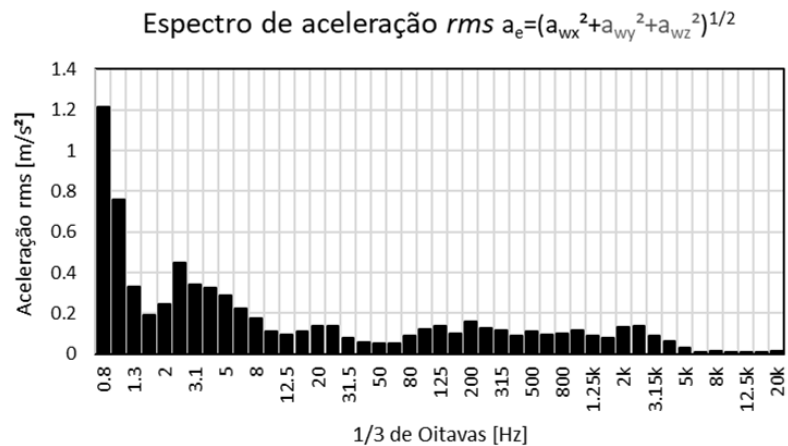


Figura 6.4 - Gráfico de espectros de aceleração *rms* da viatura blindada Urutu contra o piso de paralelepípedos, em  $m/s^2$ , medido em bandas de oitavas.

### 6.3.1.3 Pavimento de terra

A terceira, e última leitura de dados para o VBTP Urutu, pertence ao assento no qual o motorista realiza o seu trajeto sobre pavimentação composta por terra, tipo chão batido. Analisando os dados, se verifica um nível de alerta em exposição à vibração quanto à saúde. Ademais, para o valor *rms* total medido tem um nível de vibração que pode ser considerado “de desconfortável a muito desconfortável” neste caso (soma *rms* da Tabela 6.9 comparado aos níveis de conforto da ISO e hipóteses e tempos para atingir VAE e VLE na Tabela 6.10). Em seguida se encontra, na Figura 6.5, o sinal no tempo das acelerações tri axiais relativos a esta medição.

Tabela 6.9 - Parâmetros obtidos através do processamento dos dados experimentais oriundos da medição no assento do motorista do veículo blindado Urutu em chão batido, para as acelerações nas 3 direções.

<b>URUTU – PAVIMENTO TERRA</b>					
<b>Tempo de Medição</b>	0.18	h			
Eixos	<i>x</i>	<i>y</i>	<i>z</i>	Soma	
Lpk	3,47	2,14	12,30	-	m/s <sup>2</sup>
<i>rms</i>	0,28	0,33	1,35	1,48	m/s <sup>2</sup>
VDV	2,91	2,44	10,75	10,77	m/s <sup>1,75</sup>
CRF	12,47	6,43	9,13	-	
K-Factor	1,40	1,40	1,00	-	
Máx. <i>rms</i>			1,35		m/s <sup>2</sup>
A(8), Máx. <i>rms</i>			0,22		m/s <sup>2</sup>
Máx. VDV			10,75		m/s <sup>1,75</sup>

Tabela 6.10 - Hipóteses propostas com base nos dados experimentais extraídos do blindado Urutu em pavimentação de chão batido.

<b>Tempo de Exposição</b>		8,00 h			
	x	y	z	Soma	
Tempo para atingir VAE	13,20	9,24	1,10	0,92	h
Tempo para atingir VLE	52,80	36,96	4,41	3,66	h
A(8) equivalente	0,39	0,47	1,35	1,48	m/s <sup>2</sup>
<b>Tempo de Exposição</b>		0,18 h			
	x	y	z	Soma	
Tempo para atingir VAE	73,56	51,49	6,14	5,11	h
Tempo para atingir VLE	294,23	205,97	24,56	20,42	h
<b>Hipóteses</b>					
i) Se o TEMPO DE EXPOSIÇÃO é igual ao TEMPO DE MEDIÇÃO					
Para atingir VAE	5,11	h	Não atingiu VAE		
Para atingir VLE	20,42	h	Não atingiu VLE		
ii) Se o TEMPO DE EXPOSIÇÃO é 8h e o TEMPO DE MEDIÇÃO é representativo destas 8h					
Para atingir VAE	0,92	h	Atingiu VAE		
Para atingir VLE	3,66	h	Atingiu VLE		
<b>Grau de Conforto:</b>	De desconfortável a muito desconfortável				

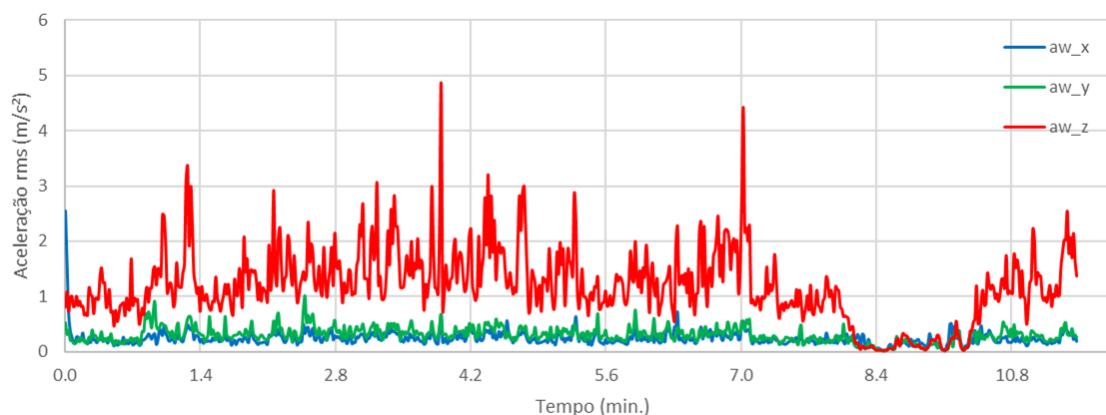


Figura 6.5 - Sinal no tempo das acelerações triaxiais, nos trechos em pavimento de terra, mensurado no assento do motorista no veículo Urutu.

Abaixo, na Figura 6.6, está o espectro de acelerações *rms* (em m/s<sup>2</sup>) por bandas de 1/3 de oitavas (em Hz) da referida viatura anteriormente mencionada. Com maiores picos de aceleração nas frequências próximas ao 1 Hz.



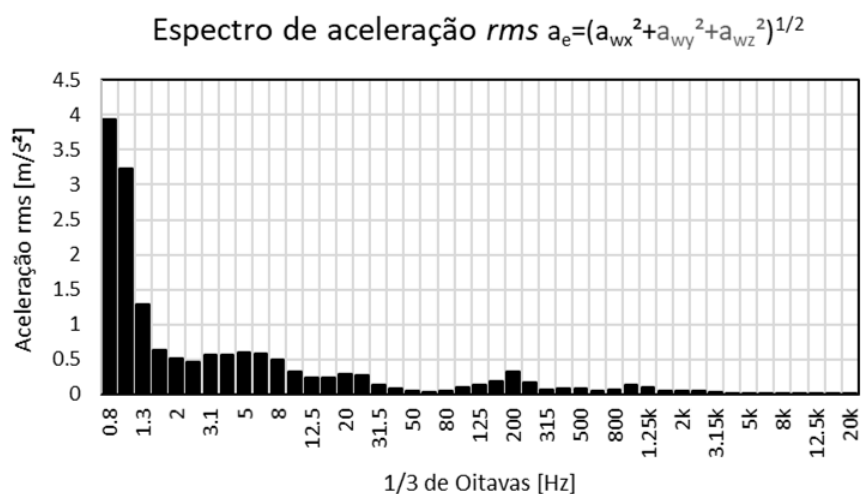


Figura 6.6 - Gráfico de espectros de aceleração *rms* da viatura blindada Urutu contra chão batido, em  $m/s^2$ , medido em bandas de oitavas.

## 6.3.2 Guarani

### 6.3.2.1 Pavimento de concreto rígido

A primeira leitura de dados para o VBTP Guarani, remete ao assento no qual o motorista realiza o seu trajeto sobre pavimentação de blocos de concreto rígido. A escolha na posição do assento medido foi proposital para que seja medido o local em que o contato entre assento/militar se fizesse mais intenso e duradouro. Fazendo a análise dos dados e os cálculos pertinentes para os valores indicados, se obtém um nível aceitável em exposição à vibração quanto à saúde. Ademais, para o valor *rms* total medido tem um nível de vibração que pode ser considerado “um pouco desconfortável” neste caso (soma *rms* da Tabela 6.11 comparado aos níveis de conforto da ISO e tempos para atingir VAE e VLE na Tabela 6.12). Na sequência, na Figura 6.7, é apresentado o sinal no tempo das acelerações tri axiais relativos a esta medição.

Na Figura 6.8, está ilustrado o espectro de acelerações *rms* (em  $m/s^2$ ), onde existem maiores picos de aceleração nas frequências baixas, próximo aos 3 Hz. Também é observado, alguns leves picos nas frequências de 30 e 70 Hz, referentes à ressonância nas mãos, cabeça e estrutura ocular,

no entanto estas estruturas humanas dificilmente sentirão algum efeito mais incisivo da vibração atuante neste estudo.

Tabela 6.11 - Parâmetros obtidos através do processamento dos dados experimentais oriundos da medição no assento do motorista do veículo blindado Guarani em pavimentação de concreto.

<b>GUARANI – PAVIMENTO DE CONCRETO RÍGIDO</b>					
<b>Tempo de Medição</b>	0,13		h		
Eixos	<i>x</i>	<i>y</i>	<i>z</i>	Soma	
Lpk	1,16	0,95	2,82	-	m/s <sup>2</sup>
<i>rms</i>	0,18	0,08	0,36	0,45	m/s <sup>2</sup>
VDV	1,24	0,84	2,46	2,51	m/s <sup>1,75</sup>
CRF	6,43	11,59	7,92	-	
K-Factor	1,40	1,40	1,00	-	
Máx. <i>rms</i>			0,36		m/s <sup>2</sup>
A(8), Máx. <i>rms</i>			0,06		m/s <sup>2</sup>
Máx. VDV			2,46		m/s <sup>1,75</sup>

Tabela 6.12 - Hipóteses propostas com base nos dados experimentais extraídos do blindado Guarani em pavimentação de blocos de concreto.

<b>Tempo de Exposição</b>	8,00		h		
	<i>x</i>	<i>y</i>	<i>z</i>	Soma	
Tempo para atingir VAE	31,24	150,23	15,78	9,80	h
Tempo para atingir VLE	124,94	600,94	63,13	39,20	h
A(8) equivalente	0,25	0,12	0,36	0,45	m/s <sup>2</sup>
<b>Tempo de Exposição</b>	0,13		h		
	<i>x</i>	<i>y</i>	<i>z</i>	Soma	
Tempo para atingir VAE	238,75	1148,29	120,62	74,91	h
Tempo para atingir VLE	954,99	4593,15	482,49	299,63	h
<b>Hipóteses</b>					
i) Se o TEMPO DE EXPOSIÇÃO é igual ao TEMPO DE MEDIÇÃO					
Para atingir VAE	74,91	h			Não atingiu VAE
Para atingir VLE	299,63	h			Não atingiu VLE
ii) Se o TEMPO DE EXPOSIÇÃO é 8h e o TEMPO DE MEDIÇÃO é representativo destas 8h					
Para atingir VAE	9,80	h			Não atingiu VAE
Para atingir VLE	39,20	h			Não atingiu VLE
<b>Grau de Conforto:</b>	Um pouco desconfortável				

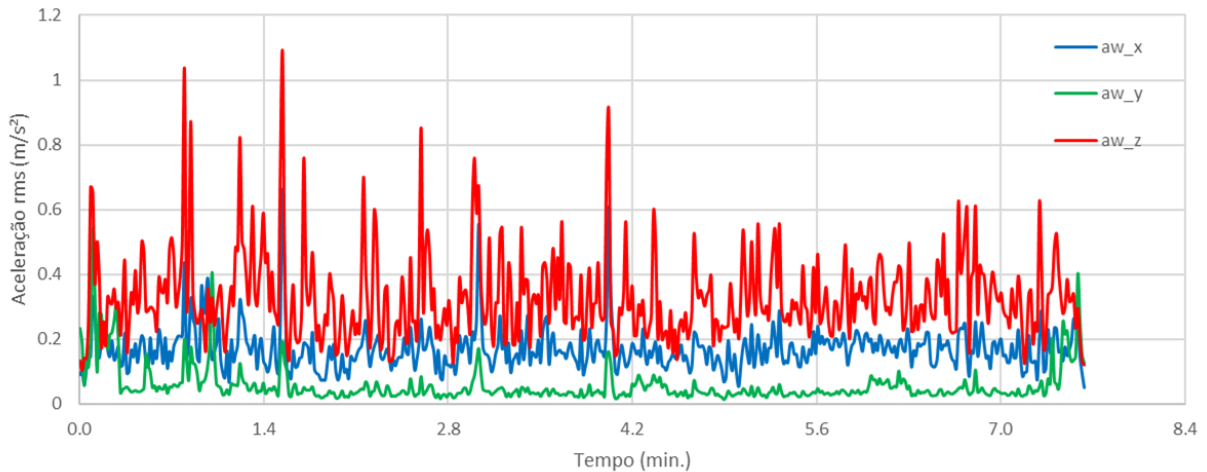


Figura 6.7 - Sinal no tempo das acelerações triaxiais, nos trechos em pavimento de concreto rígido, mensurado no assento do motorista no veículo Guarani.

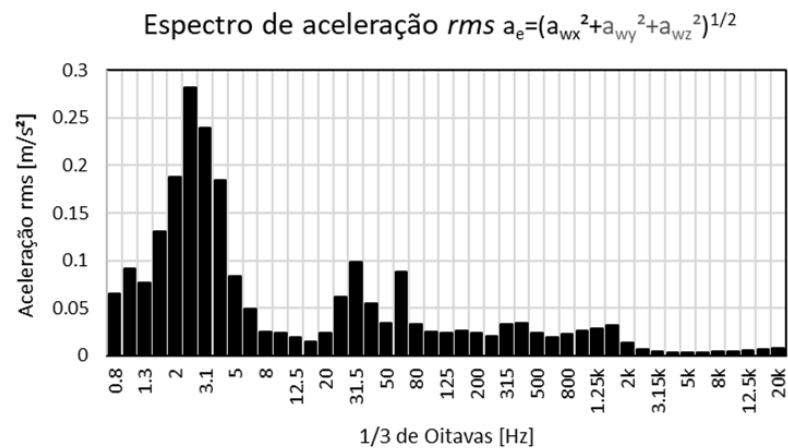


Figura 6.8 - Gráfico de espectros de aceleração  $rms$  da viatura blindada Guarani contra o piso de concreto, em  $m/s^2$ , medido em bandas de oitavas.

### 6.3.2.2 Pavimento composto por paralelepípedos

A próxima leitura de dados para o VBTP Guarani, pertence ao assento no qual o motorista realiza o seu trajeto sobre pavimentação de paralelepípedos. Fazendo a análise dos dados, os valores indicados indicam um nível aprovável em exposição à vibração quanto à saúde. Ademais, para o valor  $rms$  total medido tem um nível de vibração que pode ser considerado “de pouco a

levemente desconfortável” neste caso (soma *rms* da Tabela 6.3 comparado aos níveis de conforto da ISO e Tabela 6.14, as hipóteses e tempos para atingir VAE e VLE).

Tabela 6.13 - Parâmetros obtidos através do processamento dos dados experimentais oriundos da medição no assento do motorista do veículo blindado Guarani em pavimentação de paralelepípedos, para as acelerações nas 3 direções.

<b>GUARANI – PAVIMENTO DE PARALELEPÍPEDOS</b>					
<b>Tempo de Medição</b>	0,35		h		
Eixos	<i>x</i>	<i>y</i>	<i>z</i>	Soma	
Lpk	1,53	2,19	2,63	-	m/s <sup>2</sup>
<i>rms</i>	0,28	0,17	0,42	0,62	m/s <sup>2</sup>
VDV	2,34	1,80	3,54	3,75	m/s <sup>1,75</sup>
CRF	5,53	13,12	6,22	-	
K-Factor	1,40	1,40	1,00	-	
Máx. <i>rms</i>			0,42		m/s <sup>2</sup>
A(8), Máx. <i>rms</i>			0,13		m/s <sup>2</sup>
Máx. <i>rms</i>			3,54		m/s <sup>1,75</sup>

Tabela 6.14 - Hipóteses propostas com base nos dados experimentais extraídos do blindado Guarani em pavimento de paralelepípedos.

<b>Tempo de Exposição</b>	8,00		h		
	<i>x</i>	<i>y</i>	<i>z</i>	Soma	
Tempo para atingir VAE	13,31	36,69	11,20	5,22	h
Tempo para atingir VLE	53,26	146,74	44,80	20,87	h
A(8) equivalente	0,39	0,23	0,42	0,62	m/s <sup>2</sup>
<b>Tempo de Exposição</b>	0,35		horas		
	<i>x</i>	<i>y</i>	<i>z</i>	Soma	
Tempo para atingir VAE	37,71	103,91	31,73	14,78	h
Tempo para atingir VLE	150,85	415,64	126,90	59,12	h
<b>Hipóteses</b>					
i) Se o TEMPO DE EXPOSIÇÃO é igual ao TEMPO DE MEDIÇÃO					
Para atingir VAE	14,78	h			Não atingiu VAE
Para atingir VLE	59,12	h			Não atingiu VLE
ii) Se o TEMPO DE EXPOSIÇÃO é 8h e o TEMPO DE MEDIÇÃO é representativo destas 8h					
Para atingir VAE	5,22	h			Atingiu VAE
Para atingir VLE	20,87	h			Não atingiu VLE
<b>Grau de Conforto:</b>	De um pouco a levemente desconfortável				

Mais abaixo, a Figura 6.9 traz o sinal no tempo das acelerações tri axiais relativos a esta medição.

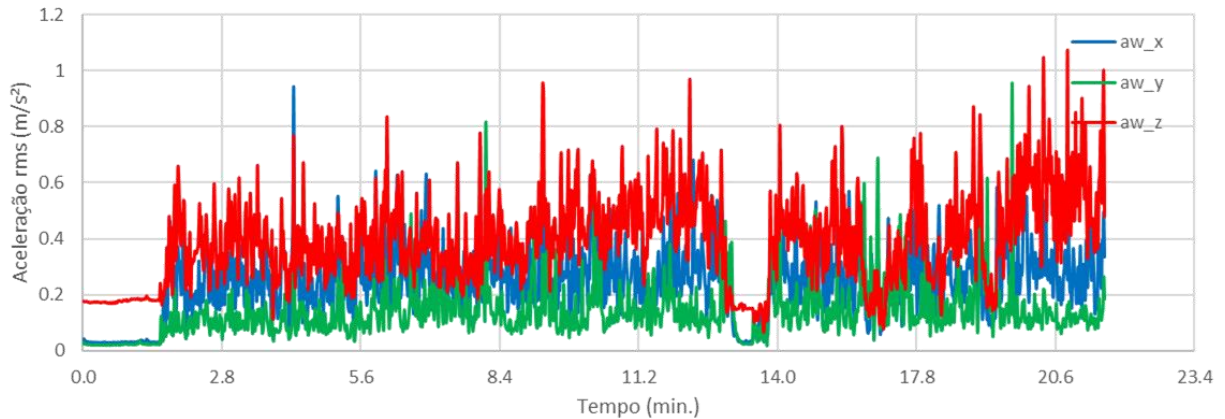


Figura 6.9 - Sinal no tempo das acelerações triaxiais, nos trechos em pavimento de paralelepídeos, mensurado no assento do motorista no veículo Guarani.

Na Figura 6.10, se encontra o espectro de acelerações *rms* (em  $m/s^2$ ) por bandas de 1/3 de oitavas (em Hz) da referida viatura anteriormente mencionada. Se observa que existem maiores picos de aceleração nas frequências baixas, próximas aos 1 e 3 Hz e alguns picos nas frequências de 20, 30 e 40 Hz, estes referentes à ressonância atuante nas mãos, cabeça, estrutura ocular e antebraço.

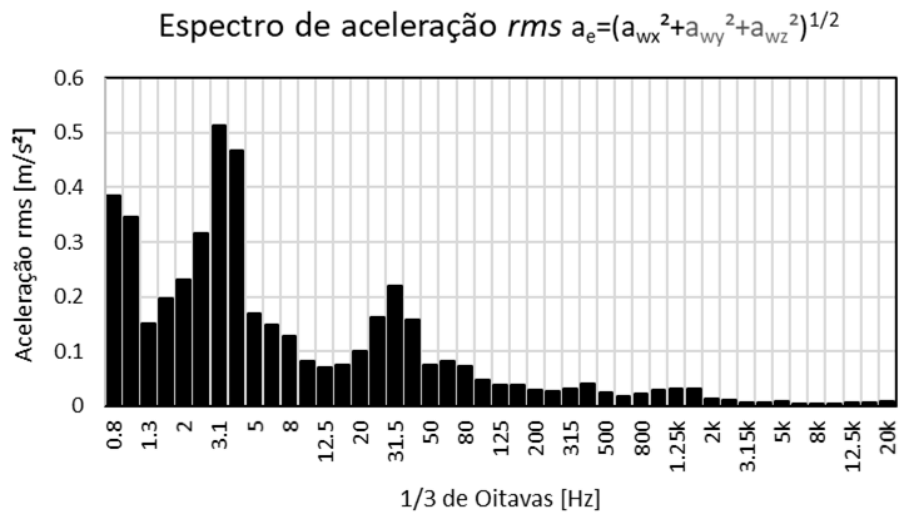


Figura 6.10 - Gráfico de espectros de aceleração *rms* da viatura blindada Guarani contra o piso de paralelepídeos, em  $m/s^2$ , medido em bandas de oitavas.

### 6.3.2.3 Pavimento de terra

A terceira leitura de dados para o VBTP Guarani, tange o assento no qual o motorista realiza o seu trajeto sobre pavimentação de terra. Se pode dizer que os valores indicados se têm um nível, novamente, aprovável em exposição à vibração quanto à saúde. E para o valor *rms* total medido tem um nível de vibração que pode ser considerado “de levemente desconfortável a desconfortável” neste caso (soma *rms* da Tabela 6.15 comparado aos níveis de conforto da ISO e Tabela 6.16, para os tempos para atingir VAE e VLE). Mais abaixo a Figura 6.11, traz o sinal no tempo das acelerações tri axiais relativos a esta medição.

Na Figura 6.12, o espectro de acelerações *rms* (em  $m/s^2$ ) por bandas de 1/3 de oitavas (em Hz), com maiores picos de aceleração nas frequências de 1 a 4 Hz, o que indica, de acordo com o estudo de Bruel & Kjaer de 1989, que o fenômeno da ressonância pode ser percebido na região do tórax, abdômen, ombros e pernas flexionadas (vide Figura 2.5). E também, alguns picos altos nas frequências próximas a 30 Hz, estes referentes à ressonância passante pelas mãos, cabeça, pernas em postura rígida, toda estrutura ocular e antebraço do motorista.

Tabela 6.15 - Parâmetros obtidos através do processamento dos dados experimentais oriundos da medição no assento do motorista do veículo blindado Guarani em pavimentação sem cobertura.

Tempo de Medição	0.27 horas			Soma	
	x	y	z		
Eixos					
Lpk	2,34	1,50	6,03	-	$m/s^2$
<i>rms</i>	0,32	0,18	0,72	0,89	$m/s^2$
VDV	2,64	1,61	5,94	6,01	$m/s^{1,75}$
CRF	7,34	8,31	8,34	-	
K-Factor	1,40	1,40	1,00	-	
Máx. <i>rms</i>			0,72		$m/s^2$
A(8), Máx. <i>rms</i>			0,16		$m/s^2$
Máx. <i>rms</i>			5,94		$m/s^{1,75}$

Tabela 6.16 - Hipóteses propostas com base nos dados experimentais extraídos do blindado

Guarani em pavimentação de terra sem cobertura.

<b>Tempo de Exposição</b>	8,00		h		
	x	y	z	Soma	
Tempo para atingir VAE	10,00	31,48	3,83	2,55	h
Tempo para atingir VLE	40,00	125,91	15,32	10,18	h
A(8) equivalente	0,45	0,25	0,72	0,89	m/s <sup>2</sup>
<b>Tempo de Exposição</b>	0,27		h		
	x	y	z	Soma	
Tempo para atingir VAE	37,65	118,54	14,42	9,58	h
Tempo para atingir VLE	150,61	474,15	57,68	38,34	h
<b>Hipóteses</b>					
i) Se o TEMPO DE EXPOSIÇÃO é igual ao TEMPO DE MEDIÇÃO					
Para atingir VAE	9,58	h			Não atingiu VAE
Para atingir VLE	38,34	h			Não atingiu VLE
ii) Se o TEMPO DE EXPOSIÇÃO é 8h e o TEMPO DE MEDIÇÃO é representativo destas 8h					
Para atingir VAE	2,55	h			Atingiu VAE
Para atingir VLE	10.18	h			Não atingiu VLE
<b>Grau de Conforto:</b>	De levemente desconfortável a desconfortável				

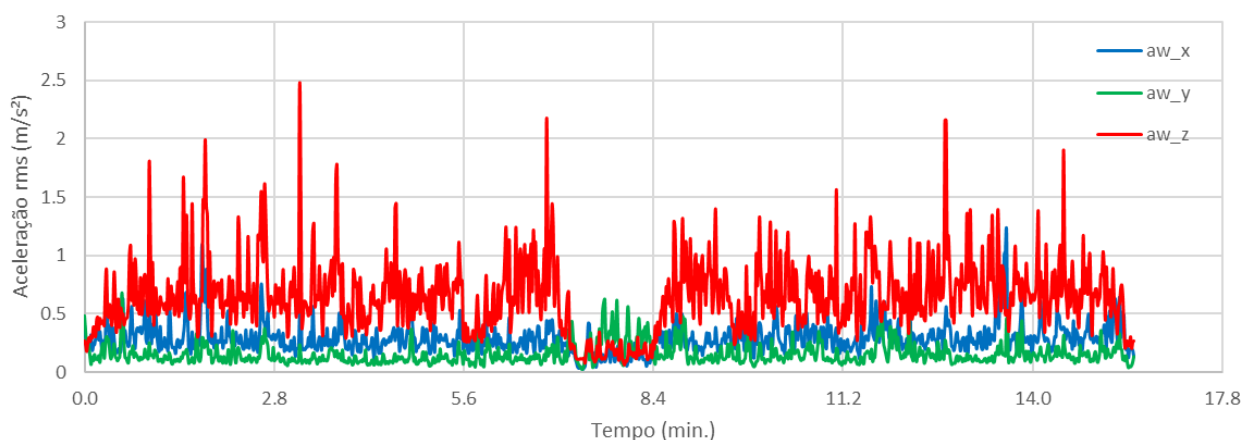


Figura 6.11 - Sinal no tempo das acelerações triaxiais, nos trechos em pavimento misto, mensurado no assento do motorista no veículo Guarani.

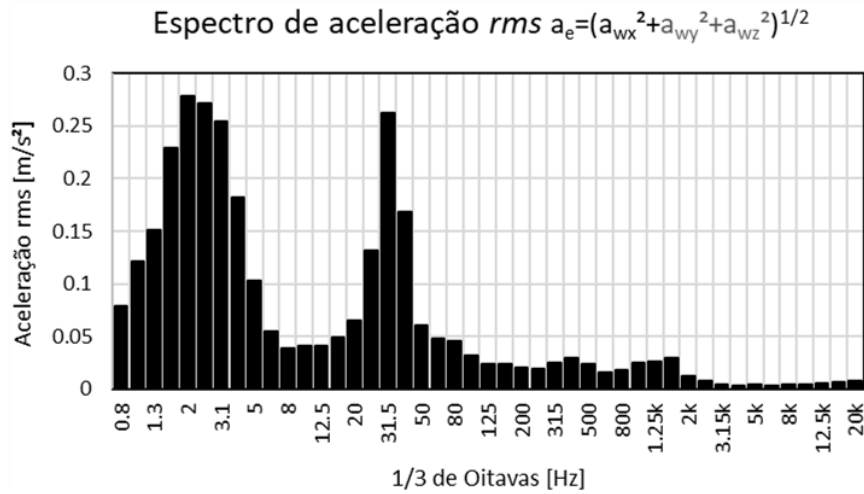


Figura 6.12 - Gráfico de espectros de aceleração  $rms$  da viatura blindada Guarani contra o piso de terra, em  $m/s^2$ , medido em bandas de oitavas.

### 6.3.3 Leopard

#### 6.3.3.1 Pavimento de concreto rígido

A leitura inicial de dados para o VBC CC Leopard I A5BR, se refere ao assento no qual o motorista realiza o seu trajeto sobre pavimentação com blocos de concreto, circulado no pátio interno ao CI Bld em Santa Maria - RS. Analisando os valores se têm um nível de alerta em exposição à vibração quanto à saúde. Além disto, para o valor  $rms$  total medido tem um nível de vibração que pode ser considerado “desconfortável” (soma  $rms$  da Tabela 6.7 comparado aos níveis de conforto da ISO e Tabela 6.18 para tempos para atingir VAE e VLE). A Figura 6.13 mostra o sinal no tempo das acelerações tri axiais relativos a esta medição.



Tabela 6.17 - Parâmetros obtidos através do processamento dos dados experimentais oriundos da medição no assento do motorista do veículo blindado Leopard em pavimentação de concreto.

<b>LEOPARD – PAVIMENTO DE CONCRETO RÍGIDO</b>					
<b>Tempo de Medição</b>	0,21		horas		
Eixos	<i>x</i>	<i>y</i>	<i>z</i>	Soma	
Lpk	2,26	2,29	3,98	-	m/s <sup>2</sup>
<i>rms</i>	0,53	0,54	0,57	1,21	m/s <sup>2</sup>
VDV	4,55	4,20	4,09	5,65	m/s <sup>1,75</sup>
CRF	4,24	4,27	6,93	-	
K-Factor	1,40	1,40	1,00	-	
Máx. <i>rms</i>			0,75		m/s <sup>2</sup>
A(8), Máx. <i>rms</i>			0,20		m/s <sup>2</sup>
Máx. <i>rms</i>			4,55		m/s <sup>1,75</sup>

Tabela 6.18 - Hipóteses propostas com base nos dados experimentais extraídos do blindado de esteiras Leopard em pavimento de placas de concreto rígido.

<b>Tempo de Exposição</b>	8,00		h		
	<i>x</i>	<i>y</i>	<i>z</i>	Soma	
Tempo para atingir VAE	3,58	3,55	6,06	1,38	h
Tempo para atingir VLE	14,32	14,18	24,25	5,51	h
A(8) equivalente	0,75	0,75	0,57	1,21	m/s <sup>2</sup>
<b>Tempo de Exposição</b>	0,21		h		
	<i>x</i>	<i>y</i>	<i>z</i>	Soma	
Tempo para atingir VAE	17,05	16,88	28,87	6,48	h
Tempo para atingir VLE	68,21	67,54	115,49	25,92	h
<b>Hipóteses</b>					
i) Se o TEMPO DE EXPOSIÇÃO é igual ao TEMPO DE MEDIÇÃO					
Para atingir VAE	6,48	h			Não atingiu VAE
Para atingir VLE	25,92	h			Não atingiu VLE
ii) Se o TEMPO DE EXPOSIÇÃO é 8h e o TEMPO DE MEDIÇÃO é representativo destas 8h					
Para atingir VAE	1,38	h			Atingiu VAE
Para atingir VLE	5,51	h			Atingiu VLE
<b>Grau de Conforto:</b>	Desconfortável				

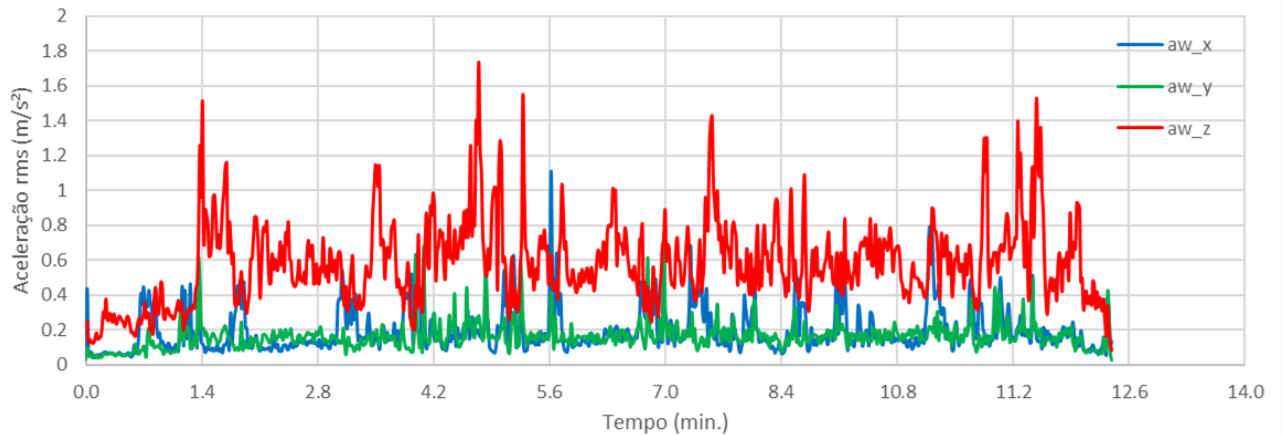


Figura 6.13 - Sinal no tempo das acelerações triaxiais, nos trechos em pavimento de concreto rígido, mensurado no assento do motorista no veículo Leopard.

Na Figura 6.14, ilustra o espectro de acelerações *rms* (em  $m/s^2$ ) por bandas de 1/3 de oitavas (em Hz), se observa a existência de maiores picos de aceleração nas frequências médias, variando de 30 a 80 Hz, o que indica que o fenômeno da ressonância pode ser percebido na região mãos, cabeça, pernas em postura rígida, toda estrutura ocular e antebraço do motorista (vide Figura 2.5). Se nota também, alguns picos nas frequências altas (800 a 2000 Hz), as quais não atingem mais o sistema corporal.

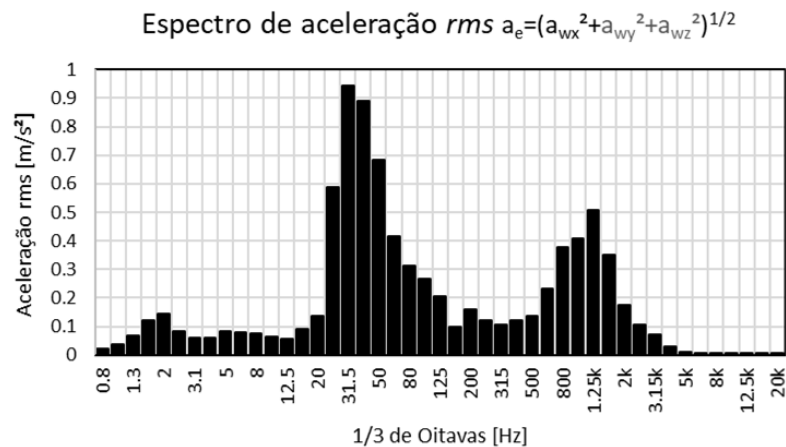


Figura 6.14 - Gráfico de espectros de aceleração *rms* da viatura blindada Leopard contra o piso de concreto, em  $m/s^2$ , medido em bandas de oitavas.

### 6.3.3.2 Terreno natural

A próxima leitura de dados para o VBC CC Leopard I A5BR, tange o assento no qual o motorista realiza o seu trajeto sobre pavimentação de mista de terra, barro, buracos e algumas pedras. Esta é tida como a medição mais aproximada de uma situação de possível guerra, adotada em diversas manobras militares. Analisando os dados se observa a existência de um nível, novamente, de alerta em exposição à vibração quanto à saúde. Além disto, para o valor *rms* total medido tem um altíssimo nível de vibração que pode ser considerado “de muito a extremamente desconfortável” (soma *rms* da Tabela 6.19 comparado aos níveis de conforto da ISO e Tabela 6.20 para tempos para atingir VAE e VLE). Mais abaixo se encontra, na Figura 6.15, o sinal no tempo das acelerações tri axiais relativos a esta medição.

Na Figura 6.16, do espectro de acelerações *rms*, se mostra que existem maiores picos de aceleração nas frequências médias, variando de 30 a 80 Hz, e alguns picos nas frequências altas (800 a 2000 Hz).

Tabela 6.19 - Parâmetros obtidos através do processamento dos dados experimentais oriundos da medição no assento do motorista do veículo blindado Leopard em terreno natural.

<b>LEOPARD – PAVIMENTO MISTO</b>					
<b>Tempo de Medição</b>	0.26		horas		
Eixos	<i>x</i>	<i>y</i>	<i>z</i>	Soma	
Lpk	2,60	2,60	6,61	-	m/s <sup>2</sup>
<i>rms</i>	0,76	1,11	0,78	2,04	m/s <sup>2</sup>
VDV	5,32	9,72	5,63	10,18	m/s <sup>1,75</sup>
CRF	3,44	2,33	8,45	-	
K-Factor	1,40	1,40	1,00	-	
Máx. <i>rms</i>			1,56		m/s <sup>2</sup>
A(8), Máx. <i>rms</i>			0,37		m/s <sup>2</sup>
Máx. <i>rms</i>			9,72		m/s <sup>1,75</sup>

Tabela 6.20 - Hipóteses propostas com base nos dados experimentais extraídos do blindado de esteiras Leopard em terreno natural.

<b>Tempo de Exposição</b>		8,00		h	
	<i>x</i>	<i>y</i>	<i>z</i>	Soma	
Tempo para atingir VAE	1,79	0,82	3,27	0,48	h
Tempo para atingir VLE	7,15	3,29	13,08	1,92	h
A(8) equivalente	1,06	1,56	0,78	2,04	m/s <sup>2</sup>
<b>Tempo de Exposição</b>		0,26		h	
	<i>x</i>	<i>y</i>	<i>z</i>	Soma	
Tempo para atingir VAE	6,88	3,16	12,57	1,85	h
Tempo para atingir VLE	27,50	12,64	50,30	7,39	h
<b>Hipóteses</b>					
i) Se o TEMPO DE EXPOSIÇÃO é igual ao TEMPO DE MEDIÇÃO					
Para atingir VAE	1,85	h			Não atingiu VAE
Para atingir VLE	7,39	h			Não atingiu VLE
ii) Se o TEMPO DE EXPOSIÇÃO é 8h e o TEMPO DE MEDIÇÃO é representativo destas 8h					
Para atingir VAE	0,48	h			Atingiu VAE
Para atingir VLE	1,92	h			Atingiu VLE
<b>Grau de Conforto:</b>	De muito a extremamente desconfortável				

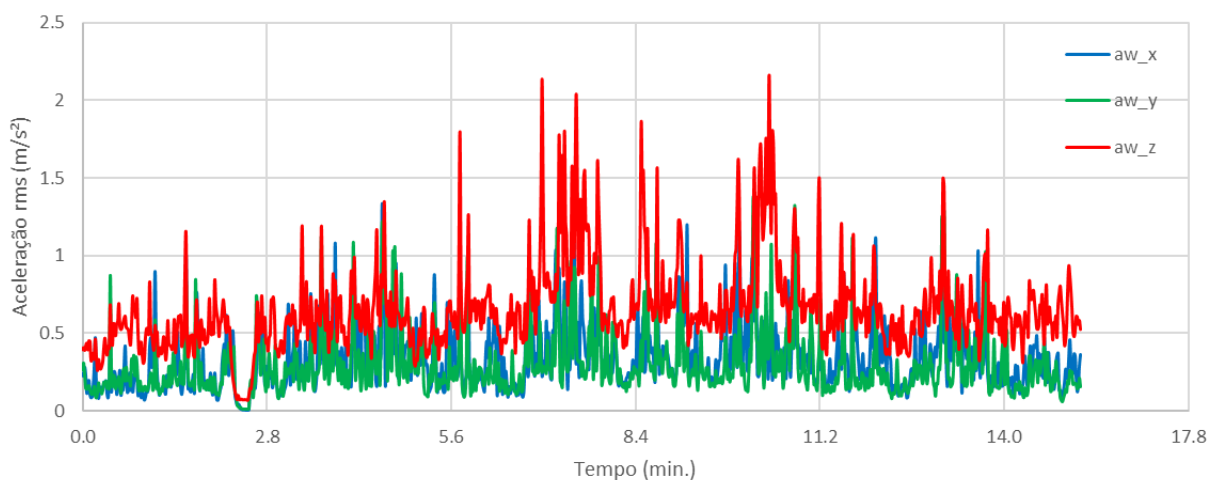


Figura 6.15 - Sinal no tempo das acelerações triaxiais, nos trechos em pavimento misto, mensurado no assento do motorista no veículo Leopard.

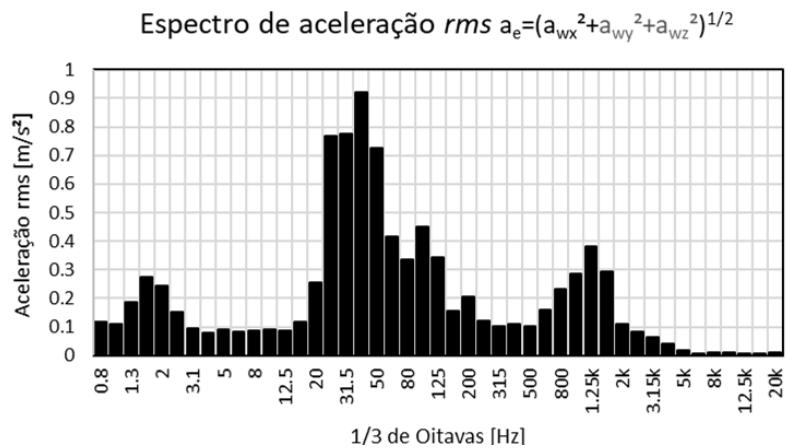


Figura 6.16 - Gráfico de espectros de aceleração  $rms$  da viatura blindada Leopard contra o piso misto, em  $m/s^2$ , medido em bandas de oitavas.

## 7 CONCLUSÕES

Este trabalho propôs a medição experimental, em viaturas blindadas militares, de vibração de corpo inteiro (VCI), níveis de transmissibilidade de vibração (*SEAT*) e vibração de impacto; e computacionalmente, os seus modelamentos dinâmicos. Os modelos de viaturas militares blindadas avaliadas foram: Urutu, Guarani e Leopard.

Primeiramente se sucedeu o modelamento dinâmico discreto por massa-mola-amortecedor, se obtendo um sistema de equações de movimento, utilizando o método de integração de Newmark ao longo do tempo. Os sistemas de suspensão dos veículos do estudo foram modelados no plano, e no caso do blindado de esteiras Leopard, foi proposto um modelo de rigidez da esteira não-linear. Os veículos foram ensaiados em teste padrão utilizado na literatura com obstáculo trapezoidal e rugosidade de pista classe B da ISO 8608/1995 sob mesmas condições de velocidade (8 km/h). Foram avaliadas as acelerações no CG do veículo assim como nos bancos dos passageiros e motoristas, as forças de reação no solo e espaço de trabalho da suspensão para os 3 casos. O conforto foi avaliado segundo a ISO 2631-1, 1997, assim como risco à danos na coluna vertebral segundo a ISO 2631-5/2004. Ao final, se conclui que há uma gradação referente ao nível de conforto dos veículos estudados nestas condições. O veículo Guarani foi o que apresentou maior conforto e o veículo Leopard foi o que apresentou maior desconforto gerado, conclusões estas iguais na avaliação tanto para o motorista quanto para o passageiro. Concordando com as hipóteses previamente elencadas no Capítulo 1.

Na sequência as análises experimentais onde, inicialmente, se avaliou os valores de transmissibilidade de vibração (*SEAT*) recebidos no piso e transportados para o assento apenas no veículo blindado de esteira Leopard I A5BR. Avaliados em dois tipos de pavimentos, o primeiro composto por blocos de concreto e o segundo misto de terra, barro, buracos e algumas pedras. Examinando os valores nos três eixos (x, y e z). Com base na análise dos dados se infere que, em todos dos casos, se nota houve um aumento da vibração transmitida pelo assento e provavelmente maior desconforto notado pelo motorista produzido pelo veículo. Com os valores mais elevados de transmissibilidade no eixo x, rodando sobre o primeiro tipo de pavimento, chegando a resultados numéricos de 206,6% de *SEAT*. Provavelmente os altos valores de valores *SEAT* seja devido à falta de sistema de suspensão no assento e o equilíbrio energético de momentos.

Após se verificou saúde e conforto quanto à VCI, os valores foram medidos no assento das três Viaturas Blindadas, em três situações pavimentares distintas: piso de placas de concreto rígido, paralelepípedos irregulares e pista composta por terra em chão batido. Nesta fase, por questões regulamentares militares, o blindado Leopard I A5BR trafegou apenas sobre dois pavimentos (concreto rígido e terreno natural), internos a área do Centro de Instrução de Blindados (CI Bld) na cidade de Santa Maria, RS. Para cada uma das configurações propostas, os respectivos valores da aceleração *rms* ponderada pela frequência, para os três eixos do terno axial estipulado pela ISO 2631-1, 1997 e também NHO-09, 2013. Por intermédio das acelerações parciais ponderadas, calcula o valor de vibração total, assim se torna possível o cálculo da aceleração resultante da exposição normalizada, convencionada  $A_{(8)}$ , aonde se apresenta a duração diária de exposição do trabalhador à vibração. Os resultados encontrados para o blindado de transporte de pessoal Urutu demonstram que de acordo com os valores indicados se têm um nível aceitável de exposição à vibração quanto à saúde e o mesmo pode ser classificado, quanto ao conforto, como “de pouco a levemente desconfortável” e “de levemente desconfortável a desconfortável” sobre os pavimentos de concreto rígido e paralelepípedos, respectivamente.

Já em rodagem sobre a chão batido tem um nível de alerta em exposição à vibração quanto à saúde e classificado quanto ao nível de vibração “de desconfortável a muito desconfortável” neste caso. Os resultados encontrados para o blindado Guarani demonstram que de acordo com os valores indicados se têm um nível aprovável de exposição à vibração quanto à saúde e o mesmo pode ser classificado, quanto ao conforto, como “um pouco desconfortável” e “de pouco a levemente desconfortável” sobre os pavimentos de concreto rígido e paralelepípedos, respectivamente. Em superfície de cobertura apenas de terra tem, novamente, um nível pouco preocupante em exposição à vibração quanto à saúde e classificado quanto ao nível de vibração “de levemente desconfortável a desconfortável”, neste caso. Os valores encontrados para o blindado de combate sobre esteiras Leopard demonstram que de acordo com os valores indicados se têm um nível de alerta para exposição à vibração quanto à saúde e o mesmo pode ser classificado, quanto ao conforto, como “desconfortável” sobre blocos de concreto. E em superfície natural tem, mais uma vez, um nível de alerta em exposição à vibração quanto à saúde e classificação quanto ao nível de vibração, neste caso, como “de muito a extremamente desconfortável”.

Por fim, se examinou a vibração de impacto na coluna vertebral para o motorista referente ao risco associado à saúde, seguindo a avaliação do fator  $R$ , considerando aqui um motorista da viatura blindada Leopard I A5BR com início de exposição aos 20 anos, tempo de exposição anual de 120 dias e uma vida de exposição de 35 anos. Se conclui da análise da Tabela 6.3 que o valor para a tensão  $S_{ed}$  indica que há uma baixa probabilidade de efeitos adversos numa vida de exposição e que o fator de segurança das tensões  $R$  indica uma moderada probabilidade de efeitos adversos em 35 anos de exposição, em situação de rodagem em blocos de concreto. E trafegando sobre terreno natural, o valor para a tensão  $S_{ed}$  indica que há uma alta probabilidade de efeitos adversos numa vida de exposição e que o fator de segurança das tensões  $R$  indica, também, uma alta probabilidade de efeitos adversos nos anos de exposição.

Cabe ao final do trabalho ressaltar a dificuldades encontradas durante a realização do estudo, como: falta de informação exata de dados dos veículos (muitos deles conseguidos à duras custas), limitações impostas pelas regras do Exército Brasileiro para com os testes nos blindados (circuitos permitidos, tempo de ensaio, horários disponíveis), volume de dados para análise, desenvolvimento analítico e computacional do equacionamento dinâmico dos blindados, disponibilidade de material e sistemas usados na fase experimental como *notebooks*, cabos e sensores. Além disto, houve certo tempo gasto na tomada de decisões importantes frente às impossibilidades que surgiram em executar o que se pretendia e que poderia trazer mais informações ao trabalho.

Por fim, se conclui que os resultados encontrados em toda análise experimental estão de acordo com as hipóteses previamente elencadas nos objetivos gerais deste trabalho e que foram confirmadas com os modelos numéricos desenvolvidos.



## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Anflor, C. M. **Estudo da transmissibilidade da vibração no corpo humano na direção vertical e desenvolvimento de um modelo biodinâmico de quarto graus de liberdade.** Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2003.

Andrén, P. Power spectral density approximations of longitudinal road profiles. **International Journal of Vehicle Design**, vol. 40, n. 1-3, p. 2-14, 2006.

Aparow, V. R. Hudha, K., Hamdan, M. M., Abdullah, S. Study on Dynamic Performance of Armoured Vehicle in Lateral Direction due to Firing Impact. **Advances in Military Technology**, vol. 10, n. 2, 2015.

Balbinot, A., Tamagna, A. Avaliação da transmissibilidade da vibração em bancos de motoristas de ônibus urbanos: um enfoque no conforto e na saúde. **Revista Brasileira de Engenharia Biomédica**, vol. 18, p. 31-38, 2002.

Balconista S/A. **Entenda a Suspensão Hidropneumática.** <http://balconistas.com/2018/04/27/entenda-a-suspensao-hidropneumatica/>, 2018, Acesso em: 14/05/2018.

Banerjee, S., Balamurugan, V., Krishnakumar, R. Ride dynamics mathematical model for a single station representation of tracked vehicle. **Journal of Terramechanics**, vol. 53, p. 47-58, 2014.

BASEOFFROAD. **Engesa 2.** <http://baseoffroad.blogspot.com/2016/07/engesa-2.html>, 2016, Acesso em: 15/05/2018.

Bastos, C. S. **Iveco Guarani 6x6 Mais Quatro Protótipos.** <http://www.ecsbdefesa.com.br/defesa/fts/GUARANI4P.pdf>, 2012, Acesso em: 15/05/2018.

Becker, T., **Desenvolvimento de uma mesa vibratória para estudos sobre vibração no corpo humano, medições em um grupo de motoristas e ajuste de um modelo biodinâmico,** Tese de Doutorado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2006.

Beevis, D., Forshaw, S.E. Back pain and discomfort resulting from exposure to vibration in tracked armoured vehicles. **Advisory Group for Aerospace Research and Development - AGARD**, vol. 378, p. 1-6, 1986.

Blundell, M., Harty, D. **Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics**. Elsevier, London, 2004.

Bosch, R. **Manual de Tecnologia Automotiva**. Tradução da 25ª Edição Alemã, Blucher, São Paulo, p. 764, 2005.

Boshuizen, H.C., Bongers, P.M., Hulshof, C.T.J. Self-reported back pain in tractor drivers exposed to whole body vibration. **International Archives of Occupational and Environmental Health**, vol. 62, p. 109-115, 1990.

Brasil, Ministério da Defesa. **Livro Branco de Defesa Nacional**. Brasília, 2012.

Bruel & Kjaer, **Primer: Human Vibration. Booklet**. Ed. Bruel and Kajer, Denmark, 31p.1989.

Chaffin, D. B., Andersson, G. B. J.; Martin, B. J. **Occupational biomechanics**. New York: Wiley Interscience, 1999.

Choi, E.H., Ryoo, J.B., Cho, J.R.,Lim, O.K. Optimum suspension unit design for enhancing the mobility of wheeled armoured vehicles. **Journal of Mechanical Science and Technology**, vol. 24, p. 323-330, 2010.

Comunello, P. **Brazil creates expeditionary force to serve in international missions**. Digital Military Magazine. <https://dialogo-americas.com/en/articles/brazil-creates-expeditionary-force-serve-international-missions>, 2015, Acesso em: 22/03/2018.

DefesaNet. **AÇO – Leopard 1 A5BR – Características Técnicas**. <http://www.defesanet.com.br/leo/noticia/2075/ACO---O-Leopard-1A5BR----Caracteristicas-Tecnicas/>, 2011, Acesso em: 31/05/2018.

Diretiva 2002/44/EC. On the minimum health and safety requirements regarding the exposure of workers to the risks arising from physical agents (vibration). The European Parliament and the Council of the European Union. **Official Journal of the European Communities**, L177/13-19, 2002.

Degan, G. A., Coltrinari, G., Lippiello, D., Pinazari, M. Risk assessment of the whole-body Vibration exposure for drivers of Armored vehicles: a case study. **International Journal of Safety and Security Engineering**, vol. 6, n. 1, p. 53-62, 2016.

Exército Brasileiro, Ministério da Defesa. **Instruções provisórias à viatura blindada de combate carro de combate Leopard 1 A1**. 1ª Ed., IP 17-82, 2000.

Fagundes, J. S., Gomes, H. M. **Evaluation of the floor-seat transmissibility (SEAT) in riding vehicles and verification of vibration levels regarding health and comfort in WBV**, 24th ABCM International Congress of Mechanical Engineering (COBEM), Curitiba, PR, 2017.

Falk, A. Advanced mobility in difficult terrain. **Journal of Terramechanics**, vol. 41, p. 10-111, 2004.

Fedatto Neto, M. **Avaliação dos níveis de vibração de corpo inteiro (VCI) em usuários de trens urbanos em Porto Alegre e região metropolitana**. 2016. 20f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) - Dep. de Eng. Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2016.

Fedatto Neto, M., Gomes, H. M. Análise de níveis de vibração em usuários de trens urbanos. **Revista Liberato**, vol. 18, p. 276-296, 2017.

Fedatto Neto, M., Gomes, H. M., Madrid, M. M. **Avaliação dos níveis de transmissibilidade de vibração e predição de lesão na coluna vertebral em diferentes modelos de veículos automotores**. 6º Encontro Nacional de Engenharia Biomecânica (ENEBI), Águas de Lindóia, SP, 2018.

Forças Terrestres. **Começa a produção do primeiro VBTP-MR para o EB.** <http://www.forte.jor.br/2009/04/02/comeca-a-producao-do-primeiro-vbtp-mr-para-o-eb/>, 2009, Acesso em: 22/03/2018.

Forças Terrestres. **Exército recebe novo lote de tanques Leopard 1 A5.** <http://www.forte.jor.br/2011/07/01/exercito-recebe-novo-lote-de-tanques-leopard-1a5br/>, 2011, Acesso em: 22/03/2018.

Gillespie, T. D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**, Warrendale: SAE, 1992.

Govindswamy, K., Hartwig, M.; Alt, N., Wolff, K. Designing sound to build character, **Automotive Engineering International**, vol. 112, p. 172-76, 2004.

Griffin, M. J. **Handbook of human vibration**. London: Academic Press Limited, 1990.

Hohl, G.H. Military terrain vehicles. **Journal of Terramechanics**, vol. 44, p. 23-34, 2006.

Hoy, J., Mubarak, N., Nelson, S. Whole body vibration and posture as risk factors for low back pain among forklift truck drivers. **Journal of Biomechanics**, vol. 34, p. 933-946, 2005.

Hung, K. S. E., Chuan, T. T., Ann, A. L. Reducing Vibration in Armoured Tracked Vehicles. **Defese Science & Tecnology Agency - DSTA Horizons**, vol. 10, p. 65-76, 2015.

ISO 2631-1 **Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole-body vibration – Part 1: General requirements**. Geneva: International Organization for Standartzation, 1997.

ISO 2631-5 **Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole-body vibration – Part 5: Method for vibration containing multiple shocks**. Geneva: International Organization for Standartzation, 2004.

ISO 5982 **Mechanical vibration and shock – Range of idealized values to characterize seated-body biodynamic response under vertical vibration**. Geneva: International Organization for Standardization, 2001.

ISO 8608 **Mechanical vibration – Road surface profiles - Reporting of measured data**. Geneva: International Organization for Standardization, 1995.

Jazar, R. N. **Vehicle Dynamics: Theory and Application**. Berlin: Springer, 2008.

Jothi, S., Balamurugan, V., Malar Mohan, K. Ride Dynamics of a Tracked Vehicle with a Finite Element Vehicle Model. **Defence Science Journal**, vol. 66, n. 1, p. 19-25, 2016.

Kciuk, S., Mezik, A. Modelling of tracked vehicle dynamics. **Journal of KONES Powertrain and Transport**, vol. 17, n. 1, p. 223-232, 2010.

Kaderli F. **Análise de Conforto quanto a vibração em Veículos de Passeio**. 2010. 22f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, UFRGS, Porto Alegre, 2010.

Kumar, A., Varghese, M., Mohan, D. Effect of whole body vibration on the low back: A study of tractor-driving farmers in North India. **The Spine Journal**, vol. 24, p. 1-20, 1999.

Maggioni, I. C. **Medição da vibração de corpo inteiro suportada por motoristas de ônibus no percurso de uma linha urbana em Porto Alegre**. 2015. 15f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Dep. de Eng. Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2015.

Mansfield, N.J., Marshall, J.M. Symptoms of musculoskeletal disorders in stage rally drivers and co-drivers. **British Journal of Sport Medicine**, vol. 35, p. 314-320, 2001.

Military Today. **VBTP-MR, Armoured Personnel Carrier**. [http://www.military-today.com/apc/vbtp\\_mr.htm](http://www.military-today.com/apc/vbtp_mr.htm), 2017, Acesso em: 14/05/2018.

Ministério da Defesa - Exército Brasileiro. **Manual de Operação MM-015-048 EE-11**

**Urutu (Adaptado).** Parque Regional de Manutenção/3, Material Bélico, Santa Maria, RS, 2007.

Ministério da Defesa - Exército Brasileiro. **Manual Técnico 2350/008-12 BRA: Carro de Combate Leopard I A5 BR.** Série 1, 2009.

Ministério da Defesa - Exército Brasileiro. **Manual Técnico 2355-005-12 VBTP Guarani 6x6 MR – Descrição e Operação.** 1ª Edição, 2015.

NR-15. **Norma Regulamentadora No.15. Atividades e operações insalubres - Anexo N°8 Vibrações.** <http://www.guiatrabalhista.com.br/legislacao/nr/nr15.htm>, 2014, Acesso em: 24/04/2018.

Nakashima, A. M., Borland, M. J., Abel, S. M. Measurement of Noise and Vibration in Canadian Forces Armoured Vehicles. **Industrial Health JNIOSH**, vol.45, p. 318-327, 2007.

Palmer, K. T., Griffin, M. J., Bendall, H., Pannett, B. Prevalence and pattern of occupational exposure to whole-body vibration in Great Britain: finding from a national survey. **Journal of Occupational Environmental Medicine**, vol. 57, p. 229-236, 2000.

Panjabi, M. M., Andersson, G. B. J., Jorneus, L., Hult, E., Mattsson, L. In vivo measurement of spinal column vibrations. **The Journal of Bone and Joint Surgery**, vol. 8, p. 695-702, 1986.

Rao, S. S. **Mechanical Vibrations.** 5th Ed. Prentice Hall. 1084p. 2011.

Rampal, K. G., Tamrin, S. B., Sidik, S. M., Shah, S. A. Low back pain and association with whole body vibration among military armoured vehicle drivers in Malaysia. **The Medical Journal of Malaysia**, vol. 64, n. 3, 2009.

Regazzi, R. D.; Ximenes, G. M. **A importância da avaliação da vibração no corpo humano.** INMETRO, Rio de Janeiro, RJ, 2003.

Reis, C. M., **Análise do conforto em embarcações do modal aquaviário no transporte coletivo de passageiros em Porto Alegre**, 15f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, UFRGS, Porto Alegre, 2015.

Rozali, A., Rampal, K.G., Shamsul Bahri, M.T. Low back pain and association with whole body vibration among military armoured vehicle drivers in Malaysia. **Medical Journal of Malaysia**, vol. 64, n° 3, p. 197-204, 2009.

Roth, C. W. **Transmissibilidade da vibração e distribuição da pressão na interface assento-operador de tratores agrícolas em condições dinâmicas**. 2010. 142f. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícolas, Centro de Ciências Rurais, Universidade Federal de Santa Maria, RS, Brasil.

Scharinger, J. F. **Engesa - Engenheiros Especializados S/A**. Lexicar Brasil. <http://www.lexicarbrasil.com.br/engesa/>, 2014, Acesso em: 14/05/2018.

Silva, F.A.V., Costa, J.M.D. Nova família de blindados sobre lagartas no Exército Brasileiro. **Ação de Choque**, vol. 15, p. 6-14, 2017.

Shinokuza, M, Jan, C. M. Digital Simulation of Random Process and its applications. **Journal of Sound and Vibration**, vol. 25-1. p. 111-128, 1972.

Smith, R.D., Leggat, P.A. Whole body vibration – Health effects, measurement and minimization. **Professional Safety**, p. 35-40, 2005.

Stalman, M. J., Els, P. S., Beckker, C. M. Parameterization and modelling of large off-road tyres for ride analyses: Part 1 – Obtaining parameterization data. **Journal of Terramechanics**, vol. 55, pp.73-84, 2014.

Tank Encyclopedia. **Tanks & Formula 1: Everything is in the suspension**. <http://www.tanks-encyclopedia.com/tanks-suspension-innovation>, 2015, Acesso em: 22/07/2018.

Ueta, V. **Análise de um sistema de vibração com três graus de liberdade: comparação entre três métodos de solução**. Monografia (Graduação em Engenharia) - Faculdade de Engenharia. UFRJ, 2015.

Vieira, S. I. **Medicina básica do trabalho**. 3ª Ed., vol. 2, Genesis, 1998.

Westhuizen, A., Niekerk, J. L. Verification of seat effective amplitude transmissibility (SEAT) value as a reliable metric to predict dynamic seat comfort. **Journal of Sound and Vibration**, South Africa, vol. 295, p. 1060-1075, 2006.

Wong, J. Y. Dynamics of Tracked Vehicles. **Vehicle System Dynamics**, vol. 28, p. 197-219, 1997.



## ANEXO A - Certificado de Calibração



Página 1 de 14

## Certificado de Calibração nº 16110

### Solicitante do Serviço

Nome: **Universidade Federal do Rio Grande do Sul**  
 Departamento de Engenharia Mecânica  
 Endereço: **Rua Sarmento Leite, 425 - 2º andar - Porto Alegre - RS**

### Identificação da Unidade sob Teste

Tipo: **Medidor de vibração**  
 Marca: **Quest Technologies**  
 Modelo: **VI-400 Pro**  
 Nº de série: **12430**  
 Nº do transdutor: **Dytran 3023A2 Série 4147**  
**Dytran 3143M1 Série 2531**  
 Código de identific.: **12430**  
 Protocolo: **291-17**



Unidade sob teste

### Condições Ambientais

Temperatura: **23 °C ± 3 °C**  
 Umidade: **55 % ± 10%**

### Informações administrativas

Data recebimento: **30/10/2017**  
 Data da calibração: **02/12/2017**  
 Data da emissão: **05/12/2017**

### Notas:

- Este Certificado de calibração atende aos requisitos da NBR - ISO/IEC 17025 - 2005 e é válido apenas para a unidade sob teste acima caracterizada, não sendo extensivo a quaisquer outros instrumentos de medição ou lotes, ainda que similares.
- Todos os padrões utilizados nesta calibração são rastreados aos padrões metrológicos primários nacionais ou internacionais.
- Este certificado somente pode ser reproduzido em sua forma integral, reproduções parciais devem ser previamente autorizadas pelo Walm Lab.
- A incerteza expandida de medição (IM) é declarada como a incerteza padrão combinada, multiplicada pelo fator de abrangência  $k=2$ , o qual corresponde a uma probabilidade de abrangência de aproximadamente 95%. A incerteza expandida da medição foi determinada de acordo com a terceira edição Brasileira do "Guia para Expressão da Incerteza de Medição" (ISO GUM).
- As medições são realizadas três vezes consecutivas e a média das três é o resultado final.

Walter Guimarães Junior  
 Gerente Técnico

Av. Guilherme Schell, 5626 cj 403/404 Canoas - RS CEP 92310-000 Fone: 51 34727810 walm@terra.com.br

Figura A.1 - Certificado de calibração do equipamento VI-400 PRO.

## APÊNDICE A - Códigos em MATLAB

```

%Avaliação conforto e saúde segundo a ISO 2631-1 (1997) AMD 2010
clear all; close all;
%
T=20;           %Definie tempo de duração da aquisição em segundos
fs=800;        %Define a taxa de aquisição para o objeto analógico de aquisição
df=1/T;        %Resolução em frequência
N=round(fs*T); %Número de pontos da FFT
N2=round(N/2); %Número de pontos da PSD
dt=1/fs;       %Intervalo de tempo entre amostras no tempo
%% Sinal sintético de aceleração em m/s² em três direções (Deve ser obtido por medições experimentais)
time=linspace(0,T,N);
ax=3*sin(2*pi*15*time+rand*pi)+5*sin(2*pi*20*time+rand*pi)+1.5*sin(2*pi*53*time+rand*pi);
ay=3*sin(2*pi*8*time+rand*pi)+1.5*sin(2*pi*33*time+rand*pi)+2*sin(2*pi*37*time+rand*pi);
az=1*sin(2*pi*13*time+rand*pi)+2*sin(2*pi*25*time+rand*pi)+3*sin(2*pi*29*time+rand*pi);
%% Grafico dos dados adquiridos no tempo
figure;
plot(time,ax,'r',time,ay,'g',time,az,'b');grid on;
xlabel('Tempo[s]');ylabel('Aceleração [m/s²]');legend('ax','ay','az');
%% Avaliando o valor rms a partir do sinal no tempo com a função rms(.)
fprintf('\nAvaliando o valor rms a partir do sinal no tempo com a função rms(.)\n');
fprintf('rms do sinal a_x(t)=           %12.4e m/s²\n',rms(ax));%Valor rms do sinal no tempo
fprintf('rms do sinal a_y(t)=           %12.4e m/s²\n',rms(ay));%Valor rms do sinal no tempo
fprintf('rms do sinal a_z(t)=           %12.4e m/s²\n',rms(az));%Valor rms do sinal no tempo

%Cálculo das PSD (Power Spectral density) dos sinais
%Cálculo da FFT do sinal e Cálculo da PSD unicaudal
FFTdatax=fft(ax-mean(ax))/N2; PSDax=2*(FFTdatax.*conj(FFTdatax))/df;
FFTdatay=fft(ay-mean(ay))/N2; PSDay=2*(FFTdatay.*conj(FFTdatay))/df;
FFTdataz=fft(az-mean(az))/N2; PSDaz=2*(FFTdataz.*conj(FFTdataz))/df;
%Figura das FFT dos sinais
figure;
fPSD=linspace(0,fs/2,N2);
subplot(1,3,1),plot(fPSD,abs(FFTdatax(1:N2))); %Grafica a PSD dos dados medidos
grid on; xlabel('f [Hz]');ylabel('FFT a_x [(m/s²)²/Hz]');
subplot(1,3,2),plot(fPSD,abs(FFTdatay(1:N2))); %Grafica a PSD dos dados medidos
grid on; xlabel('f [Hz]');ylabel('FFT a_y [(m/s²)²/Hz]');
subplot(1,3,3),plot(fPSD,abs(FFTdataz(1:N2))); %Grafica a PSD dos dados medidos
grid on; xlabel('f [Hz]');ylabel('FFT a_z [(m/s²)²/Hz]');
%Figura das PSD unicaudal dos sinais
figure;
subplot(1,3,1),plot(fPSD,abs(PSDax(1:N2))); %Grafica a PSD dos dados medidos
grid on; xlabel('f [Hz]');ylabel('PSD a_x [(m/s²)²/Hz]');
subplot(1,3,2),plot(fPSD,abs(PSDay(1:N2))); %Grafica a PSD dos dados medidos
grid on; xlabel('f [Hz]');ylabel('PSD a_y [(m/s²)²/Hz]');
subplot(1,3,3),plot(fPSD,abs(PSDaz(1:N2))); %Grafica a PSD dos dados medidos
grid on; xlabel('f [Hz]');ylabel('PSD a_z [(m/s²)²/Hz]');

%Valor rms do sinal a partir da integral da PSD
fprintf('Avaliando o valor rms a partir da integral da PSD do sinal na frequência\n');
fprintf('rms do sinal pela int(PSD a_x)= %12.4e m/s²\n',0.5*sqrt(sum(abs(PSDax(1:N2))*df)));
fprintf('rms do sinal pela int(PSD a_y)= %12.4e m/s²\n',0.5*sqrt(sum(abs(PSDay(1:N2))*df)));
fprintf('rms do sinal pela int(PSD a_z)= %12.4e m/s²\n',0.5*sqrt(sum(abs(PSDaz(1:N2))*df)));

```

Figura A.2 - Código em MATLAB exemplo para cálculo das acelerações ponderadas para análise quando à saúde.

```

%Curvas de ponderação em frequência ISO 2631-1
f =[0.02 0.025 0.0315 0.04 0.05 0.063 0.08 0.1 0.15 0.16 0.2 0.25 0.315 0.4 0.5 0.63 0.8 1.0 ...
1.25 1.6 2.0 2.5 3.15 4.0 5 6.3 8.0 10.0 12.5 16 20 25 31.5 40 50 63 80 100 125 160 200 250 315 400];
Wk=[0 0 0 0 0 0 0 31.2 48.6 79 121 182 263 352 418 459 477 482 484 494 531 631 804 967 1039 1054 ...
1036 988 902 768 636 513 405 314 246 186 132 88.7 54 28.5 15.2 7.9 3.98 1.95]./1000;
Wd=[0 0 0 0 0 0 0 62.4 97.3 158 243 365 530 713 853 944 992 1011 1008 968 890 776 642 512 409 ...
323 253 212 161 125 100 80 63.2 49.4 38.8 29.5 21.1 14.1 8.63 4.55 2.43 1.26 0.64 0.31]./1000;
Wf=[24.2 37.3 59.7 97.1 157 267 461 695 895 1006 992 854 619 384 224 116 53 23.5 9.98 3.77 1.55 ...
0.64 0.25 0.097 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0]./1000;
Wc=[0 0 0 0 0 0 0 62.4 97.2 158 243 364 527 708 843 929 972 991 1000 1007 1012 1017 1022 1024 1013 ...
974 891 776 647 512 409 325 256 199 156 118 84.4 56.7 34.5 18.2 9.71 5.06 2.55 1.25]./1000;
We=[0 0 0 0 0 0 0 62.5 97.5 159 245 368 536 723 862 939 941 880 772 632 512 409 323 253 202 ...
160 125 100 80.1 62.5 50 39.9 31.6 24.7 19.4 14.8 10.5 7.07 4.31 2.27 1.21 0.63 0.32 0.16]./1000;
Wj=[0 0 0 0 0 0 0 31 48.3 78.5 120 181 262 351 417 458 478 484 485 483 482 489 524 628 793 ...
946 1017 1030 1026 1018 1012 1007 1001 991 972 931 843 708 539 364 243 158 100 62.4]./1000;

figure;
loglog(f,Wk,'r',f,Wd,'g',f,Wf,'b',f,Wc,'k',f,We,'y',f,Wj,'m','LineWidth',3);
grid on; xlabel('f [Hz]');ylabel('Frequency Weighting [-]');legend('W_k','W_d','W_f','W_c','W_e','W_j')

%-----
%% Verificação quanto à Saúde
%Caso Analisado Vibração assento posição sentado quanto a SAÚDE ax-Wd ay-Wd az-Wk
kx=1.4;ky=1.4;kz=1.0;
%Calculo das bandas de terços de oitava de frequência
fcentre=1*(1.996355.^((1-17:26)/3)); fd=2^(1/6);fupper=fcentre*fd;flower=fcentre/fd;
flower=[flower(1) fupper(1:end-1)];

%Calculo da aceleração RMS por terços de bandas de oitava
polyPSDax=pchip(fPSD,abs(PSDax(1:N2)));polyPSDay=pchip(fPSD,abs(PSDay(1:N2)));polyPSDaz=pchip(fPSD,abs(PSDaz(1:N2)));
for i=1:length(flower)
    Nint=500;
    fint=linspace(flower(i),fupper(i),Nint);dfint=(fupper(i)-flower(i))/Nint;
    PSDaxint=ppval(polyPSDax,fint);PSDayint=ppval(polyPSDay,fint);PSDazint=ppval(polyPSDaz,fint);
    armsx(i)=0.5*sqrt(sum(PSDaxint)*dfint);armsy(i)=0.5*sqrt(sum(PSDayint)*dfint);armsz(i)=0.5*sqrt(sum(PSDazint)*dfint);
end
%Verificando se está tudo ok, recalculando o valor rms A PARTIR DA integral do VALOR
%RMS DOS TERÇOS DE OITAVAS individuais (tem que dar o valor rms do sinal no tempo de novo!!!!)
fprintf('Verificando se está tudo ok, re-calculando o valor rms A PARTIR DO VALOR RMS Dos terços de oitavas\n');
fprintf('armsx=raiz(integral(ai^2))^0.5= %12.4e m/s^2\n',sqrt(sum((armsx).^2)));%Valor rms do sinal original
fprintf('armsy=raiz(integral(ai^2))^0.5= %12.4e m/s^2\n',sqrt(sum((armsy).^2)));%Valor rms do sinal original
fprintf('armsz=raiz(integral(ai^2))^0.5= %12.4e m/s^2\n',sqrt(sum((armsz).^2)));%Valor rms do sinal original

%Multiply by the corresponding weighting curves and sum up
awrmsx=sqrt(sum((armsx.*Wd).^2)); %Equação 9 da ISO 2631-1
awrmsy=sqrt(sum((armsy.*Wd).^2));
awrmsz=sqrt(sum((armsz.*Wk).^2));
%Valores de aceleração rms ponderadas
fprintf('Valores rms PONDERADOS a partir da PSD em terços de bandas d oitavas\n');
fprintf('awrmsx=raiz(integral((ai.Wi).^2))^0.5= %12.4e m/s^2\n',awrmsx);%Valor rms do sinal ponderado
fprintf('awrmsy=raiz(integral((ai.Wi).^2))^0.5= %12.4e m/s^2\n',awrmsy);%Valor rms do sinal ponderado
fprintf('awrmsz=raiz(integral((ai.Wi).^2))^0.5= %12.4e m/s^2\n',awrmsz);%Valor rms do sinal ponderado
%Calculo da Aceleração Equivalente (Equação 10 da ISO 2631-1)
av=sqrt((awrmsx*kx)^2+(awrmsy*ky)^2+(awrmsz*kz)^2);
fprintf('av=[(kx.awx)^2+(ky.awy)^2+(kz.awz)^2]^1/2=%12.4e m/s^2\n',av);%Valor da aceleração equivalente
% !!!Duas análises podem ser feitas!!!
%Caso em que o tempo de exposição à aceleração é de 8h, apesar de ter-se medido menos tempo (T)
caso=2;
%Se o tempo de medição (T) é igual ao tempo de exposição da pessoa em um dia (ou seja, depois de T segundos expostos,
% a pessoa vai para casa) então (equação B.1)
if (caso==1)
    A8=av*(T/(8*60*60))^0.5;
    %Se o tempo de medição é representativo da exposição que ocorre durante
    %todo o resto do dia (8h) (mediu-se T segundos, mas a pessoa ficará o restante do dia exposto à mesma vibração)
    %então (equação B.1)
elseif (caso==2)
    A8=av;
end
fprintf('A(8)= %12.4e m/s^2\n',A8);%Valor da aceleração equivalente em 8h diárias
%Com este dado, pode-se ir no gráfico B.1 da ISO 9631-1 e verificar se há atenção ou risco eminente à saúde

```

Figura A.2 - Código em MATLAB exemplo para cálculo das acelerações ponderadas para análise quando à saúde (continuação).

```

%% Verificação quanto ao conforto
%-----
fprintf('Verificação quanto ao Conforto\n')
%Caso Analisado Vibração assento posição sentado quanto ao CONFORTO ax-Wd ay-Wd az-Wk
kx=1.0;ky=1.0;kz=1.0;
%Calculo da Aceleração Equivalente (Equação 10 da ISO 2631-1)
av=sqrt((awrmsx*kx)^2+(awrmsy*ky)^2+(awrmsz*kz));
fprintf('av=[(kx.awx)^2+(ky.awy)^2+(kz.awz)^2]^1/2=%12.4e m/s^2\n',av);%Valor da aceleração equivalente
%Caso em que o tempo de exposição à aceleração é de 8h, apesar de ter-se medido menos tempo (T)
caso=2;
%Se o tempo de medição (T) é igual ao tempo de exposição da pessoa em um dia (ou seja, depois de T segundos expostos,
%a pessoa vai para casa) então (equação B.1)
if (caso==1)
    Av8=av*(T/(8*60*60))^0.5;
    %Se o tempo de medição é representativo da exposição que ocorre durante
    %todo o resto do dia (8h) (mediu-se T segundos, mas a pessoa ficará o restante do dia exposto à mesma vibração)
    %então (equação B.1)
elseif (caso==2)
    Av8=av;
end
% Inglês
if Av8<=0.315
    fprintf('Not uncomfortable\n');
elseif (Av8>0.315)&&(Av8<=0.5)
    fprintf('A little uncomfortable\n');
elseif (Av8>0.5)&&(Av8<=0.63)
    fprintf('A little uncomfortable to a fairly uncomfortable\n');
elseif (Av8>0.63)&&(Av8<=0.8)
    fprintf('Fairly uncomfortable\n');
elseif (Av8>0.8)&&(Av8<=1.0)
    fprintf('Fairly uncomfortable to uncomfortable\n');
elseif (Av8>1.0)&&(Av8<=1.25)
    fprintf('Uncomfortable\n');
elseif (Av8>1.25)&&(Av8<=1.6)
    fprintf('Uncomfortable to very uncomfortable\n');
elseif (Av8>1.6)&&(Av8<=2.0)
    fprintf('Very uncomfortable\n');
elseif (Av8>2.0)&&(Av8<=2.5)
    fprintf('Very uncomfortable to extremely uncomfortable\n');
elseif (Av8>2.5)
    fprintf('Extremely uncomfortable\n');
end
figure;
plot(0:7,repmat(Av8,8,1),'--r');hold on;
plot([1 1],[0 0.315],'-ob','MarkerFaceColor','b');plot([2 2],[0.315 0.63],'^b','MarkerFaceColor','b');
plot([3 3],[0.5 1.0],'-vb','MarkerFaceColor','b');plot([4 4],[0.8 1.6],'-pb','MarkerFaceColor','b');
plot([5 5],[1.25 2.5],'-sb','MarkerFaceColor','b');plot([6 6],[2.0 3.0],'-db','MarkerFaceColor','b');
title('Confort Analysys');
legend('a_v', 'not uncomfortable', 'a little uncomfortable','fairly uncomfortable', 'uncomfortable',...
'very uncomfortable','extremely uncomfortable','Location','northwest');
xlabel('Confort Class');ylabel('Equivalent total acceleration a_v a_v [m/s^2]');
xlim([0 7]);ylim([-0.1 3.5]);

```

Figura A.2 - Código em MATLAB exemplo para cálculo das acelerações ponderadas para análise quando à saúde (continuação).

## APÊNDICE B - Trabalhos Publicados

Durante a realização desta Dissertação de Mestrado, os seguintes artigos em revistas e conferências foram gerados:

FEDATTO NETO, M.; GOMES, H. M. **Análise de níveis de vibração em usuários de trens urbanos.** REVISTA LIBERATO (NOVO HAMBURGO), v. 18, p. 276-296, 2017.

FEDATTO NETO, M.; GOMES, H. M.; MADRID, M. M. **Avaliação dos níveis de transmissibilidade de vibração e predição de lesão na coluna vertebral em diferentes modelos de veículos automotores.** In: ENEBI 2018. 6º Encontro Nacional de Engenharia Biomecânica, 2018, Águas de Lindóia, SP. Anais do ENEBI 2018 6º Encontro Nacional de Engenharia Biomecânica 8 e 11 de maio de 2018, Águas de Lindóia, SP. Rio de Janeiro: ABCM, 2018. v. 1. p. 1-6. <http://dx.doi.org/10.26678/ABCM.ENEBI2018.EEB18-0004>

FEDATTO NETO, M.; GOMES, H. M. **Análise de transmissibilidade, conforto e saúde quanto à vibração de corpo inteiro atuante em passageiros de ônibus leito em trajeto internacional.** In: X Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, 2018. Anais do X Congresso Nacional de Engenharia Mecânica. v. 1. <http://dx.doi.org/10.26678/ABCM.CONEM2018.CON18-0051>

FEDATTO NETO, M.; GOMES, H. M. **Analysis of vibration in urban train commuters in Porto Alegre and metropolitan region concerning comfort and health.** In: 24th ABCM International Congress of Mechanical Engineering COBEM 2017 December 3-8, 2017, Curitiba, PR, Brazil, 2017, Curitiba. Proceedings of the 24th ABCM International Congress of Mechanical Engineering COBEM 2017 December 3-8, 2017, Curitiba, PR, Brazil. Rio de Janeiro, RJ: ABCM, 2017. v. 1. p. 1-8. <http://dx.doi.org/10.26678/ABCM.COBEM2017.COB17-0053>