

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA
CENTRO DE CIÊNCIAS RURAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA AGRÍCOLA**

**ANÁLISE DO NÍVEL DE VIBRAÇÕES VERTICAIS NO
ASSENTO DE UM TRATOR AGRÍCOLA**

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

DANILO FRANCHINI

**Santa Maria, RS, Brasil
2007**

ANÁLISE DO NÍVEL DE VIBRAÇÕES VERTICAIS NO ASSENTO DE UM TRATOR AGRÍCOLA

por

Danilo Franchini

Dissertação de Mestrado apresentada no Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, Área de Concentração em Mecanização Agrícola, da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM, RS), como requisito parcial para a obtenção do grau de **Mestre em Engenharia Agrícola.**

Orientador: Prof. Airton dos Santos Alonço (Dr. Eng.)

**Santa Maria, RS, Brasil
2007**

© 2007

Todos os direitos autorais reservados a Danilo Franchini. A reprodução de partes ou do todo deste trabalho só poderá ser com autorização por escrito do autor.

Endereço: Rua General Argolo, Nº 1211, Bairro: Centro, Pelotas, RS, 96015-160.

Fone: (0xx53) 32223702. Eletr: danilo.franchini@hotmail.com

**Universidade Federal de Santa Maria
Centro de Ciências Rurais
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola**

A Comissão Examinadora, abaixo assinada,
aprova a Dissertação de Mestrado

**ANÁLISE DO NÍVEL DE VIBRAÇÕES VERTICAIS NO ASSENTO DE
UM TRATOR AGRÍCOLA**

elaborado por
Daniilo Franchini

como requisito parcial para obtenção de grau de
Mestre em Engenharia Agrícola

COMISSÃO EXAMINADORA

Airton dos Santos Alonço, Dr. Eng.
(Presidente/Orientador)

Ângelo Vieira dos Reis, Dr. (UFPEl)

Marcos Alves dos Reys, Dr. (UFSM)

Santa Maria, 28 de fevereiro de 2007.

*Dedico este trabalho a
Deus, que é Pai e é bom, e a
todas as pessoas que eu amo,
minha família e meus amigos,
que são o que eu tenho de mais
importante na vida.*

AGRADECIMENTOS

Aos professores orientadores Airton dos Santos Alonço, Leonardo Nabaes Romano, Arno Udo Dallmeyer pela orientação, dedicação e conselhos durante o curso de mestrado.

Aos distintos senhores João Pedro Jornada, Ricardo Jornada, Renan Mallman de Oliveira e Paulo César Caetano Martins, meu especial agradecimento pelo apoio e cordialidade recebidos.

Aos professores Ibere Nodari, Miguel Neves Camargo, José Fernando Schlosser, Alessandro Dal Lúcio, Mauro Ferreira, Alberto Tamagna, Tiago Becker, Terezinha Lemos Simch, Alfredo D'ávila e Felix Alberto Farret pelo apoio extraclasse.

Aos engenheiros eletricitas Andrei Morch, Carlos Henrique Bunde, Emerson Cunha Machado, Rafael Galli e Wladimir pelo apoio técnico indispensável para a execução desta dissertação.

Aos colegas de pós-graduação Fabrício Medeiros, Marcelino Knob, Diego Fank, Clóvis Bervald, André Brandt, David da Rosa, Vanderleia da Rosa, Paulo Romeu, Emerson Fey, Rosana Meneghetti, Reges Durigon, Daniel Massoco, Alessandro de Franceschi, Vinícius Marini e Mônica Balestra pela amizade e colaboração.

Aos graduandos Eder Dornelles Pinheiro, Mario Luiz Landerdahl Junior, Samira Sabo, Volnei, Aline Tatiane Nunes da Rosa, Marçal Dornelles, pela dedicação, apoio e amizade.

Ao Ercelino Martin Rorato Bevilaqua pela amizade e colaboração.

Ao CNPq, pela disponibilidade de bolsa de auxílio financeiro durante o curso de mestrado.

Aos Amigos Maurízio e Luiz Eduardo Burgueño pela amizade e colaboração.

Aos funcionários e professores que de uma forma ou de outra, contribuíram para essa conquista.

“Fourier escreveu em seu diário, ‘ontem foi o meu 21º aniversário, com essa idade Newton e Pascal já tinham adquirido reputação para a imortalidade’. Fourier também alcançou a imortalidade, e seu nome será lembrado para sempre associado à sua série e à sua transformada” (BLOCH, 2004).

RESUMO

Dissertação de Mestrado
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola
Universidade Federal de Santa Maria, RS, Brasil

ANÁLISE DO NÍVEL DE VIBRAÇÕES NOS ASSENTOS DE TRATORES AGRÍCOLAS

Autor: Danilo Franchini
Orientador: Airton dos Santos Alonço
Santa Maria, 28 de fevereiro de 2007

Hoje em dia, vibrações ocupacionais são amplamente reconhecidas como fator de risco para os trabalhadores em todo o planeta. A maioria dos trabalhos publicados sobre este assunto são desenvolvidos em grandes centros de pesquisa.

Os objetivos deste estudo foram (1) determinar os níveis de vibrações verticais no assento do trator, (2) determinar a influência da combinação entre três pressões de insuflagem e duas velocidades de deslocamento nas vibrações ocupacionais, (3) caracterizar a faixa de frequência que apresenta os maiores picos de vibração vertical no assento do operador do trator, (4) determinar os valores da transmissibilidade entre o suporte do assento e o assento, (5) comparar os resultados encontrados com os valores exigidos com a norma técnica ISO 2631 (1997).

Foram realizadas medições de vibrações ocupacionais (verticais) a campo com um trator de 65 kW e uma máquina de semeadura e adubação. Três pressões de insuflagem $P1 = 179$ kPa, $P2 = 138$ kPa e $P3 = 96$ kPa e duas velocidades de deslocamento $V1 = 4,5$ km/h e $V2 = 7$ km/h foram usadas neste estudo.

Os resultados revelaram que (1) o mais baixo valor de MAPG foi de $0,68$ m/s² para ($P1 \times V1$) e o mais alto valor de MAPG foi de $3,32$ m/s² para ($P1 \times V2$), (2) as pressões de insuflagem, as velocidades de deslocamento e a sua interação influenciaram nas vibrações ocupacionais, (3) as faixas de frequência que apresentaram os maiores picos de vibração foram de 4 a 8 Hz na combinação entre as três pressões com a velocidade ($V2$), exceto para ($P2 \times V2$) na frequência de 5 Hz que ficou abaixo do limite de 8 horas de exposição, (4) o menor valor de SEAT% foi na combinação entre a velocidade ($V1$) com as pressões ($P1$) e ($P2$), (5) a combinação das pressões com as velocidades resultou em níveis de vibrações ocupacionais que caracterizam o assento do operador de razoavelmente desconfortável até extremamente desconfortável. O melhor cenário foi ($P1 \times V1$), pois o operador esteve exposto a magnitudes de vibrações aceitáveis.

Palavra-chave: vibrações; transmissibilidade; saúde; segurança; trator.

ABSTRACT

Master Science Dissertation
Graduate Program in Agricultural Engineering
Federal University of Santa Maria, RS, Brazil

WHOLE-BODY VIBRATION SEAT TRACTOR ANALISYS

Author: Danilo Franchini
Adviser: Airton dos Santos Alonço
Santa Maria, february 28, 2007

Nowadays, whole-body vibration is widely recognized as risk factor for worker all around the world. Most of published works on this subject was developed in main research centers.

The aims of this study were (1) to determine the vertical whole-body vibration levels on the tractor seat, (2) to determine the combination influence between three tire inflation pressures and two travel speed in the whole-body vibration, (3) to characterize the vertical whole-body vibration high level in one-third-octave band, (4) to determine the transmissibility between the seat and the seat support, (5) to compare the values with ISO 2631 (1997) Standard.

A vertical whole-body vibration levels field measurement was accomplished with a 65 kW tractor and a seeder-fertilizer. Three tire inflation pressures $P1 = 179$ kPa, $P2 = 138$ kPa and $P3 = 96$ kPa and two travel speed $V1 = 4,5$ km/h and $V2 = 7$ km/h were used in this study.

The results revealed that (1) the lowest acceleration weighting was $0,68$ m/s² ($P1 \times V1$) and de highest acceleration weighting was $3,32$ m/s² to ($P1 \times V2$), (2) the whole-body vibrations, the travel speed, the tire inflation pressure and it's interaction have influenced on the vertical whole-body vibration, (3) the vertical whole-body vibration high level in one-third-octave band was 4 at 8 Hz by combination ($P1$, $P2$ and $P3$) with ($V2$), excepted for ($P2 \times V2$) by 5 Hz, (4) the lowest SEAT% weighting by combination ($V1$) with ($P1$) and ($P2$), (5) the pressure and speed combination resulted in whole-body vibrations levels which characterize the operator seat from fairly uncomfortable to extremely uncomfortable. The best scenario was ($P1 \times V1$), because the tractor operator was submitted to acceptable vertical whole-body vibration levels.

Key word: vibration; transmissibility; health; safety; tractor.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 2.1	Posto de operação de trator em um agrícola.....	26
Figura 2.2	Regras fundamentais que o assento deve apresentar.....	30
Figura 2.3	Assentos sem nenhum ajuste ou amortecimento.....	31
Figura 2.4	Assento com ajuste e amortecimento.....	31
Figura 2.5	Dimensões para a regulagem de um assento.....	33
Figura 2.6	Ângulos para o pedal, coluna de direção e assento.....	34
Figura 2.7	Medidas para cadeiras de trabalho.....	34
Figura 2.8	Desenvolvimento histórico do amortecimento dos assentos.....	36
Figura 2.9	Assentos utilizados em tratores agrícolas Europeus.....	37
Figura 2.10	Assentos utilizados em tratores agrícolas no Brasil.....	38
Figura 2.11	Posto de operação em um trator agrícola antigo (Espanha).....	39
Figura 2.12	Assento sem sistema de amortecimento (Argentina).....	39
Figura 2.13	Reclamações dos tratoristas em relação a horas/ano trabalhadas.....	49
Figura 2.14	Freqüências de ressonância do corpo humano.....	52
Figura 2.15	Parâmetros de vibrações ocupacionais.....	53
Figura 2.16	Sistema de coordenada de vibrações mecânicas (retilíneas e rotacionais) transmitidas ao corpo humano.....	54
Figura 2.17	Curvas ISO sensíveis para aceleração vertical.....	60
Figura 2.18	Zonas de cuidado e orientação à saúde.....	62
Figura 2.19	Esquema da divisão do modelo de quatro graus de liberdade.....	65
Figura 2.20	Transmissibilidade entre o assento e o ombro.....	66
Figura 2.21	Transmissibilidade entre o piso e o assento.....	67
Figura 3.1	Trator utilizado no ensaio.....	70
Figura 3.2	Sistemas de ajustes do amortecimento do assento.....	71
Figura 3.3	Ajustes horizontal e vertical do assento.....	72
Figura 3.4	Diagrama esquemático do sistema de aquisição de dados.....	74
Figura 3.5	Placa de aquisição de dados.....	74
Figura 3.6	Encapsulamento do acelerômetro (interface operador-assento).....	75
Figura 3.7	Encapsulamento do acelerômetro da base do assento.....	75
Figura 3.8	Interface gráfica do programa <i>Hyper Terminal</i>	76
Figura 3.9	Forma de colocação do acelerômetro no assento.....	77
Figura 3.10	Forma de colocação do acelerômetro na base do assento.....	77
Figura 3.11	Vista geral da máquina para semeadura e adubação.....	79
Figura 3.12	Local onde foi realizado o ensaio.....	81
Figura 3.13	Croqui do experimento.....	82
Figura 3.14	Aceleração no domínio do tempo ($P1 \times V1 \times K1$).....	84
Figura 3.15	Aceleração eficaz no domínio da freqüência ($P1 \times V1 \times K1$).....	86
Figura 3.16	Aceleração compensada no domínio da freqüência ($P1 \times V1 \times K1$).....	87
Figura 4.1	MAPGs e limites de exposição às vibrações em função das pressões	96
Figura 4.2	MAPGs e limites de exposição às vibrações em função das velocidades.....	99
Figura 4.3	MAEPs e m função das pressões de insuflagem na velocidade de 4,5 km/h x limite de exposição.....	102
Figura 4.4	MAEPs e m função das pressões de insuflagem na velocidade de 7 km/h x limite de exposição.....	103
Figura 4.5	SEAT% (Velocidades em função das pressões).....	108
Figura 4.6	SEAT% (Pressões em função das velocidades).....	109

Figura A1.1	P1 xV1 x K1.....	124
Figura A1.2	P1 x V1 x K2.....	124
Figura A1.3	P1 x V1 x K3.....	124
Figura A1.4	P1 x V 1x K4.....	124
Figura A1.5	P1 x V1 x K5.....	125
Figura A1.6	P1 x V1 x K6.....	125
Figura A1.7	P1 x V2 x K1.....	125
Figura A1.8	P1 x V2 x K2.....	125
Figura A1.9	P1 x V2 x K3.....	125
Figura A1.10	P1 x V2 x K4.....	125
Figura A1.11	P1 x V2 x K5.....	126
Figura A1.12	P1 x V2 x K6.....	126
Figura A1.13	P2 x V1 x K1.....	126
Figura A1.14	P2 x V1 x K2.....	126
Figura A1.15	P2 x V1 x K3.....	126
Figura A1.16	P2 x V1 x K4.....	126
Figura A1.17	P2 x V1 x K5.....	127
Figura A1.19	P2 x V1 x K6.....	127
Figura A1.19	P2 x V2 x K1.....	127
Figura A1.20	P2 x V2 x K2.....	127
Figura A1.21	P2 x V2 x K3.....	127
Figura A1.22	P2 x V2 x K4.....	127
Figura A1.23	P2 x V2 x K5.....	128
Figura A1.24	P2 x V2 x K6.....	128
Figura A1.25	P3 x V1 x K1.....	128
Figura A1.26	P3 x V1 x K2.....	128
Figura A1.27	P3 x V1 x K3.....	128
Figura A1.28	P3 x V1 x K4.....	128
Figura A1.29	P3 x V1 x K5.....	129
Figura A1.30	P3 x V1 x K6.....	129
Figura A1.31	P3 x V2 x K1.....	129
Figura A1.32	P3 x V2 x K2.....	129
Figura A1.33	P3 x V2 x K3.....	129
Figura A1.34	P3 x V2 x K4.....	129
Figura A1.35	P3 x V2 x K5.....	130
Figura A1.36	P3 x V2 x K6.....	130

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1	Medidas para cadeiras de trabalho.....	35
Tabela 2.2	Evidências clínicas de sobre-exposição ocupacional (indústrias europeias).....	43
Tabela 2.3	Tipo de indústria ou atividade x Principais fontes de vibração.....	43
Tabela 2.4	Freqüências de ressonância de partes do corpo humano.....	53
Tabela 2.5	Freqüências de banda de 1/3 de oitava.....	57
Tabela 2.6	Fatores de ponderação para cada faixa de freqüência em banda de 1/3 de oitava.....	58
Tabela 2.7	Aceleração eficaz ponderada como uma indicação das reações com relação ao conforto.....	61
Tabela 3.1	Valores da umidade do solo x profundidade.....	83
Tabela 3.2	Acelerações eficazes e eficazes ponderadas relativas a ($P_1 \times V_1 \times K_1$).....	85
Tabela 3.3	Aceleração eficaz ponderada global ($P_1 \times V_1$).....	88
Tabela 4.1	Aceleração eficaz ponderada global ($P \times V \times K$).....	91
Tabela 4.2	Aceleração eficaz ponderada global ($P \times V \times K$) com indicações das reações em relação ao conforto.....	92
Tabela 4.3	Médias das acelerações ponderadas globais (ANOVA).....	93
Tabela 4.4	Interação entre pressões e velocidades.....	95
Tabela 4.5	VDVs no suporte do assento.....	106
Tabela 4.6	VDVs no assento.....	106
Tabela 4.7	SEAT%.....	107
Tabela A2.1	Acelerações eficazes ($P_1 \times V_1$, $P_1 \times V_2$ e $P_2 \times V_1$).....	132
Tabela A2.2	Acelerações eficazes ($P_2 \times V_2$, $P_3 \times V_1$ e $P_3 \times V_2$).....	133
Tabela A3.1	Acelerações eficazes ponderadas ($P_1 \times V_1$, $P_1 \times V_2$ e $P_2 \times V_1$).....	135
Tabela A3.2	Acelerações eficazes ponderadas ($P_2 \times V_2$, $P_3 \times V_1$ e $P_3 \times V_2$).....	136
Tabela A4.1	Análise do fatorial 3X2.....	138
Tabela A4.2	Médias dos tratamentos.....	138
Tabela A4.3	Análise das variâncias.....	138
Tabela A4.4	Desdobramento de V dentro de P.....	139
Tabela A4.5	Desdobramento de P dentro de V.....	139

LISTA DE QUADROS

Quadro 2.1	Recomendações quanto à escolha e/ou projeto de cadeira de trabalho.....	31
Quadro 2.2	Condições inaceitáveis às vibrações verticais.....	48

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

Siglas	Denominação:	Unidade
a	Aceleração	m/s ²
a_{r.m.s.}	Aceleração eficaz	m/s ²
a_w	Aceleração compensada (ponderada)	m/s ²
a_{w_r.m.s.}	Aceleração eficaz compensada	m/s ²
a_{wx}	Aceleração compensada (ponderada) no eixo x	m/s ²
a_{wy}	Aceleração compensada (ponderada) no eixo y	m/s ²
a_{wz}	Aceleração compensada (ponderada) no eixo z	m/s ²
a_x	Aceleração na direção x	m/s ²
a_{xyz_r.m.s.}	Aceleração ponderada global	m/s ²
a_{z_r.m.s.}	Aceleração ponderada global para o eixo z	m/s ²
a_y	Aceleração na direção y	m/s ²
a_z	Aceleração na direção z	m/s ²
C	Celsius	°C
C	Constante de amortecimento	Ns/m
[\vec{C}]	Matriz dos coeficientes de amortecimento	
dB	decibel	
f	Freqüência	Hz
F(ω)	Espectro no domínio da freqüência	
f₁	Freqüência inferior	Hz
f₂	Freqüência superior	Hz
f_c	Freqüência central	Hz
[\vec{F}]	Matriz das forças atuantes no sistema	
g	Aceleração da gravidade	m/s ²
h	Hora	
Hz	Hertz	
K	Repetições	
K	Constante de elasticidade	N/m
[\vec{K}]	Matriz das constantes de elasticidade	
kW	Kilo Watt	
Lb	Libra	
M	Massa	kq
[\vec{M}]	Matriz de massa	
N	Newton	
P	Pressão de insuflagem dos pneus	kPa
Pa	Pascal	
pol	Polegadas	
s	Segundos	
T	Período total de exposição	
t	Tempo	seg
V	Velocidade de deslocamento	km/h
\vec{x}	Vetor deslocamento	

$\dot{\vec{x}}$	Vetor velocidade	
$\ddot{\vec{x}}$	Vetor aceleração	
w	Fator de ponderação	
W	Watt	
ω	Frequência	Hz

Abreviaturas Denominação:

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas	
ANFAVEA	Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores	
BS	<i>British Standards Institution</i> (Instituto Britânico de Normalização)	
CB	Comitê Brasileiro (ABNT)	
CE	Comissão de Estudos (ABNT)	
CNI	Confederação Nacional da Indústria	
CV	Cavalo-vapor	
DEP	Densidade Espectral de Potência	
DIN	<i>Deutsches Institut für Normung</i> (Instituto Alemão de normalização)	
eVDV	Valor Dose de Vibração estimado	
FFT	Transformada Direta de <i>Fourier</i>	
HSE	<i>Health & Safety Executive</i>	
INSS	Instituto Nacional do Seguro Social	
IRAM	<i>Instituto Argentino de Normalización y Certificación</i> (Instituto Argentino de Normalização e Certificação)	
ISO	<i>International Organization for Standardization</i> (Organização Internacional para a Normalização)	
LLA	Linha limite de amortecimento	
MAEP	Média da aceleração eficaz ponderada	m/s ²
MAPG	Média da aceleração ponderada global	m/s ²
OIT	Organização Internacional do Trabalho	
OWPD	<i>Operator Workplace Design</i> (Projeto do Posto de Operação)	
r.m.s.	<i>root mean square</i> (Valor eficaz)	
RPM	Rotação por minuto	
SEAT	Transmissibilidade da amplitude eficaz	
TDA	Tração dianteira auxiliar	
VDV	<i>Vibration Dose Value</i> (Valor Dose de Vibração)	m/s ^{1,75}
WBV	<i>Whole-Body Vibration</i> (Vibração no corpo inteiro)	

LISTA DE APÊNDICES

APÊNDICE 1	Gráficos das acelerações eficazes no domínio do tempo.....	124
APÊNDICE 2	Acelerações eficazes no domínio da frequência em banda de 1/3 de oitava.....	131
APÊNDICE 3	Acelerações eficazes ponderadas no domínio da frequência em banda de 1/3 de oitava.....	134
APÊNDICE 4	ANOVA.....	137

SUMÁRIO

	Pág.
RESUMO.....	vii
ABSTRACT.....	viii
LISTA DE ILUSTRAÇÕES.....	ix
LISTA DE TABELAS.....	xi
LISTA DE QUADROS.....	xii
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS.....	xiii
LISTA DE ANEXOS.....	xiv
CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO.....	18
1.1 – OBJETIVO GERAL.....	21
1.2 – OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	21
1.3 – HIPÓTESE DA PESQUISA.....	21
1.4 – JUSTIFICATIVA DA PESQUISA.....	22
1.5 – ESTRUTURA DA PROPOSTA.....	22
CAPÍTULO 2 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	23
2.1 – POSTO DE OPERAÇÃO.....	23
2.2 – ASSENTOS.....	27
2.3 – VIBRAÇÕES OCUPACIONAIS.....	39
2.4 – CONCEITO DE VIBRAÇÕES.....	42
2.5 – VIBRAÇÕES EM TRATORES.....	44
2.6 – VIBRAÇÃO DE CORPO INTEIRO.....	47
2.7 – VIBRAÇÃO LOCALIZADA.....	50
2.8 – QUANTIFICAÇÃO DA VIBRAÇÃO.....	50
2.9 – MODELO SIMPLIFICADO DO CORPO HUMANO.....	51
2.10 – DIREÇÃO DA VIBRAÇÃO.....	54
2.11 – AVALIAÇÃO DE VIBRAÇÕES.....	55
2.11.1 – Função de Densidade Espectral.....	55
2.11.2 – Aceleração Eficaz Ponderada.....	58
2.11.3 – Faixa de Frequência.....	59
2.11.4 – Transmissibilidade.....	62
2.12 – COMENTÁRIOS FINAIS.....	67
CAPÍTULO 3 – MATERIAL E MÉTODOS.....	69
3.1 – LOCALIZAÇÃO DO EXPERIMENTO.....	69
3.2 – CARACTERÍSTICAS DO TRATOR.....	69
3.3 – DETALHES DO POSTO DE OPERAÇÃO.....	70
3.4 – DETALHES DO ASSENTO.....	71
3.5 – SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS.....	73
3.6 – DISPOSIÇÃO DOS ACELERÔMETROS.....	76
3.7 – CARACTERÍSTICAS DO OPERADOR.....	77
3.8 – CARACTERÍSTICAS DA MÁQUINA DE SEMEADURA E ADUBAÇÃO....	78
3.9 – DELINEAMENTO EXPERIMENTAL.....	79
3.10 – TRATAMENTOS.....	79

3.11 – DADOS CLIMATOLÓGICOS.....	80
3.12 – ÁREA TOTAL DO EXPERIMENTO.....	80
3.13 – CROQUI DO EXPERIMENTO.....	81
3.14 – COBERTURA DA SUPERFÍCIE.....	82
3.15 – CLASSIFICAÇÃO DO SOLO.....	82
3.16 – ACELERAÇÃO PONDERADA GLOBAL.....	83
3.17 - COMENTÁRIOS FINAIS.....	90
CAPÍTULO 4 – RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	91
4.1 – ACELERAÇÃO PONDERADA GLOBAL.....	91
4.2 - INDICAÇÃO EM RELAÇÃO AO CONFORTO.....	92
4.2.1 - Resultados da análise estatística.....	92
4.2.2 – Discussão dos resultados (ANOVA).....	93
4.3 - INTERAÇÃO DOS FATORES PRESSÃO E VELOCIDADE.....	94
4.4 - EFEITO DO FATOR PRESSÃO DE INSUFLAGEM DENTRO DOSNÍVEIS DE VELOCIDADE.....	95
4.4.1 - Pressão de insuflagem P1 (179 kPa).....	95
4.4.2 - Pressão de insuflagem P2 (138 kPa).....	95
4.4.3 - Pressão de insuflagem P3 (96 kPa).....	95
4.4.4 - Discussão dos resultados (Interação P x V).....	96
4.5 - EFEITO DO FATOR VELOCIDADE DE DESLOCAMENTO DENTRODOS NÍVEIS DE PRESSÃO.....	98
4.5.1 - Velocidade de deslocamento de 4,5 Km/h.....	98
4.5.2 - Velocidade de deslocamento de 7 Km/h.....	98
4.5.3 - Discussão dos resultados (MPAG).....	99
4.6 - DENSIDADE ESPECTRAL DE POTÊNCIA E LIMITES DE TOLERÂNCIA	101
4.6.1 - Velocidade de deslocamento de 4,5 Km/h.....	101
4.6.2 - Velocidade de deslocamento de 7Km/h.....	101
4.6.3 - Discussão dos resultados (DEP).....	104
4.7 - TRANSMISSIBILIDADE ENTRE O ASSENTO E O SUPORTE.....	105
4.7.1 - Discussão dos resultados (SEAT%).....	109
4.8 – CONCLUSÕES FINAIS.....	110
4.9 - COMENTÁRIOS FINAIS.....	111
CAPÍTULO 5 – CONSIDERAÇÕES FINAIS E RECOMENDAÇÕES.....	113
5.1 - CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	113
5.2 - RECOMENDAÇÕES DE TRABALHOS FUTUROS.....	116
CAPÍTULO 6 – REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	118

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO

No Brasil, grande parte do território nacional possui clima e vegetação favoráveis às práticas agrícolas, portanto, segundo Santos (2002, p. 1), o “setor primário tem um papel importante na economia nacional através da produção e exportação de produtos agropecuários”. O mesmo autor salienta que, desta forma, viabiliza a mecanização das atividades agrícolas, tornando possível a expansão das áreas cultivadas, com redução do esforço braçal e aumento da capacidade de trabalho, concorrendo para a redução dos custos de produção e multiplicando o efeito de forças para o melhor aproveitamento dos recursos energéticos naturais das propriedades agrícolas.

A substituição das atividades agrícolas com tração animal pela mecanização agrícola possibilitou a expansão da agricultura para grandes áreas, aumentando a necessidade de máquinas maiores e mais potentes. O uso do trator agrícola reduziu, de forma significativa, a carga física à qual os trabalhadores encontravam-se submetidos, embora estes continuem expostos a uma determinada carga física, e, neste caso, também, mental, pois a operação de um trator exige o controle simultâneo de diversas variáveis referentes ao trabalho (MÁRQUEZ, 1990). Nas últimas décadas, à medida que as áreas agrícolas do Brasil se expandiram cresceu a necessidade da modernização do parque de máquinas (PORTELLA, 2000).

A utilização de máquinas, na execução das diferentes operações, dentro de uma propriedade agrícola, visa, principalmente, a realização de tarefas de forma mais rápida, eficiente e com maior conforto ao operador, permitindo o aumento da capacidade individual de trabalho e produtividade (MACHADO et al., 1996).

A mecanização na agricultura brasileira, medida pela razão entre a área cultivada e a quantidade de tratores de rodas, evoluiu de 410 ha/trator em 1960, para um pico, em 1985, de 90 ha/trator, chegando a 116 ha/trator em 1998, e, em 2001, este índice aumentou para 144 ha/trator. Em comparação com países desenvolvidos, o índice brasileiro, de 1998, ainda está maior do que os índices registrados no Canadá, que é de 61,3 ha/trator e dos Estados Unidos, que é de 36,5 ha/trator, e, em países europeus, a diferença é ainda mais expressiva, como na França, que é de 13,9 ha/trator e no Reino Unido, de 12,2 ha/trator (ANFAVEA, 2004).

A frota de tratores de rodas que era de 62,7 mil unidades em 1960, em 1985 atingiu um valor máximo histórico de 551 mil unidades e, desde então, vem apresentando decréscimo, atingindo cerca de 410 mil unidades em 2001 (ANFAVEA, 2004).

Entretanto, em contraposição a este fato, desde o ano de 2000 as vendas de máquinas agrícolas, no mercado interno, foram crescentes, porém, os dados evidenciam que houve queda muito forte nas vendas em 2003, no segmento de tratores de rodas (11,3%) e mais fraca para as colhedoras de cereais (3,7%). Apenas para repetir o volume de vendas de tratores, observado no ano de 2002, o mercado precisaria ter absorvido 3,7 mil novas máquinas (ANFAVEA, 2004).

Os tratores agrícolas, portanto, são considerados a base para a agricultura moderna, já que a maioria das operações de campo é mecanizada, o que confere uma particular importância ao posto de operação (BERASATEGUI, 2000).

Estudos realizados por Kalhil & Gamero (1997), mostram que o operador de trator agrícola está exposto a problemas de ruído, vibrações, calor, esforços físicos e outros que o tornam mais susceptível a sofrer acidentes. Necessária se faz a correção dessas deficiências, existentes no posto de operação, que, por consequência, reduzirão sensivelmente os acidentes que ocorrem no meio rural.

O operador de trator agrícola realiza seu trabalho locado, em um posto de operação, que é definido por Lida (1990), como a menor unidade produtiva que envolve o homem e o seu ambiente de trabalho. Já Berasategui (2000), define posto de operação como o local de trabalho do operador de tratores agrícolas. O operador poderá estar exposto, portanto, a problemas de higiene do trabalho através de fatores e riscos ambientais que devem ser reconhecidos, avaliados e controlados, pois podem causar enfermidades e prejuízos para a saúde ou bem-estar dos trabalhadores, bem como para a sociedade em geral (SALIBA et al., 2002). Por outro lado, segundo Araújo (2002), os riscos ambientais são classificados como riscos físicos, químicos e biológicos, sendo que faz parte dos riscos físicos: reconhecer, avaliar e controlar a vibração mecânica.

Schlosser et al. (2002, p. 984), relatam que, visando a competitividade no mercado de máquinas agrícolas, através da redução do preço de venda do produto, “as empresas importam os projetos originais de suas matrizes e retiram os itens relacionados a conforto e segurança”. Da mesma forma, um dos fatores que contribui para a não inserção dos aspectos de segurança nos projetos, segundo

Alonço (2004, p. 1), é “a falta de acessibilidade pelos projetistas a informações sobre Legislação, Normas Regulamentadoras e Normas Técnicas, entre outras, de forma rápida, clara, concisa e dedicada à segurança”. Mathias (1989), afirma que a maioria dos tratores agrícolas em circulação no País apresenta problemas de conforto e segurança para os operadores, sendo estes expostos, a níveis de insalubridade, acima do nível permitido pelas normas de segurança do trabalho.

No Brasil, segundo Alonço (2001, p. 1),

embora seja relativamente pouco estudados e divulgados, o número de acidentes com trabalhadores que operam máquinas agrícolas é expressivo e, embora existam divergências entre os números divulgados pela Confederação Nacional da Indústria (CNI) e pela Organização Internacional do Trabalho (OIT), estima-se que em média são gastos anualmente cerca de US\$ 1,1 bilhões somente com benefícios pagos pelo INSS devido a este expressivo número de ocorrências. O autor ainda revela que, neste número, não estão computados os gastos com recuperação de máquinas danificadas no acidente, os dias parados, as perdas decorrentes dos dias parados, o tratamento médico-hospitalar a que são submetidos os acidentados, o tratamento das seqüelas deixadas pelos acidentes, o êxodo rural e/ou as conseqüências decorrentes do inchaço desordenado nas médias e grandes cidades brasileiras.

Durante a sua jornada de trabalho, o operador de trator agrícola está exposto a vibrações de baixa frequência (ALONÇO, 2004; ANFLOR, 2003; BALBINOT, 2001; BERASATEGUI, 2000; GERGES, 2000; GRIFFIN, 1998; HAUCK, 2001; HILBERT et al, 2002; KAHIL & GAMERO, 1997; MANSFIELD, 2005; MÁRQUEZ, 1990; MATHIAS, 1989; PRASAD et al, 1995; SALIBA et. al., 2002; SELL, 2002; WOYCIK et. al., 2005; YADAV & TEWARI, 1998).

Há vários estudos para amortecer e amenizar essas vibrações de baixa frequência. Mesmo assim, há uma necessidade crescente do desenvolvimento de pesquisas que permitam compreender como a vibração é transmitida ao corpo humano e sua influência no conforto, no desempenho, na saúde e segurança dos operadores de tratores agrícolas (ALONÇO 2004). O mesmo autor relata que, devido às exigências crescentes dos consumidores e da legislação vigente, cada vez mais, “os produtos, para conquistar e se manterem no mercado, se adequam às características de funcionalidade, segurança, confiabilidade e facilidade de montagem” (ALONÇO 2004, p. 11).

1.1 OBJETIVO GERAL

O objetivo deste trabalho foi quantificar a magnitude das vibrações ocupacionais no assento de um trator agrícola, sob a influência de três diferentes pressões de insuflagem de pneus com duas velocidades de deslocamento durante a semeadura direta.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Diante da importância do estudo das vibrações ocupacionais, foram elaborados os seguintes objetivos:

- Utilizando três diferentes pressões de insuflagem de pneus e duas velocidades de semeadura, determinar os níveis de vibrações verticais no assento de um trator agrícola;
- Determinar se diferentes pressões de insuflagem e diferentes velocidades de deslocamento influenciam nas vibrações transmitidas ao operador;
- Encontrar as faixas de frequência que apresentam os maiores picos de vibração vertical no assento do operador do trator;
- Determinar os valores da transmissibilidade entre o suporte do assento e a interface entre o operador e o assento;
- Comparar, os resultados encontrados, com os valores exigidos pela norma técnica ISO 2631 (1997).

1.3 HIPÓTESE DA PESQUISA

Se, teoricamente, os operadores de tratores agrícolas estão expostos a vibrações ocupacionais, transmitidas através dos assentos que os suportam, e estas vibrações são em função de velocidade de deslocamento e pressão de insuflagem dos pneus, então, se estas vibrações forem estudadas e quantificadas, é possível encontrar combinações cujos dados resultantes poderão ser comparados com as normas em vigor, a fim de reduzir os riscos inerentes e resultantes destas vibrações.

1.4 JUSTIFICATIVA DA PESQUISA

A frota brasileira é estimada em 410 mil tratores agrícolas (ANFAVEA, 2004), portanto, existe a possibilidade de que os operadores destes tratores agrícolas estejam expostos a vibrações ocupacionais.

Os resultados encontrados estarão disponíveis no Laboratório de Segurança e Ergonomia (LASERG) da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM) para serem utilizados em futuros trabalhos relacionados à área de saúde, ergonomia e segurança do trabalho.

1.5 ESTRUTURA DA PESQUISA

Para uma melhor compreensão deste trabalho, apresenta-se um resumo de cada capítulo:

- No Capítulo 1, é apresentada uma primeira introdução relativa a vibrações ocupacionais, objetivos gerais e específicos, hipótese, justificativa e estrutura da pesquisa;
- No Capítulo 2, é apresentada uma revisão bibliográfica a respeito de temas relevantes a vibrações ocupacionais, tais como: postos de operação, assentos, vibrações ocupacionais de corpo inteiro e localizadas, quantificação e avaliação das vibrações ocupacionais, as normas que estabelecem os limites de exposição às vibrações ocupacionais, e transmissibilidade;
- No Capítulo 3, são apresentadas as características do trator, da semeadora, do posto de operação, do assento, do local onde foi realizado o ensaio do operador, bem como o procedimento experimental e a metodologia utilizada;
- No Capítulo 4, são apresentados os resultados e as análises obtidas no ensaio e as discussões com autores relacionados à área.
- No Capítulo 5, são apresentadas as considerações finais e as recomendações para trabalhos futuros.
- No Capítulo 6, são apresentadas as referências bibliográficas.

CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Esse capítulo tem como objetivo apresentar uma revisão bibliográfica a respeito de vibrações ocupacionais, abordando temas relevantes em relação a: postos de operação, assentos, vibrações ocupacionais de corpo inteiro e localizadas, quantificação e avaliação das vibrações ocupacionais, as normas que estabelecem os limites de exposição às vibrações ocupacionais e transmissibilidade.

2.1 POSTO DE OPERAÇÃO

O posto de operação de tratores agrícolas tem evoluído muito nos últimos anos, sendo que a melhor distribuição e organização dos itens relacionados à ergonomia nos projetos de postos de operação têm contribuído substancialmente para a melhoria do conforto e da segurança do operador (ROZIN, 2004). Berasategui (2000), relata que um posto de operação bem projetado é aquele que cumpre o objetivo de organizar o local de trabalho em concordância com a natureza do operador e com sua segurança. Para Yadav & Tewari (1998), o melhor projeto de posto de operação para tratores agrícolas (OWPD – *Operator workplace design*)¹ é aquele em que o operador cometerá a menor quantidade de erros durante as tarefas de maior dificuldade, utilizando uma mínima energia metabolizada. Assim, vários esforços devem ser feitos para criar um sistema de conhecimento básico para otimizar os projetos dos postos de operação em tratores agrícolas.

A descrição, ergonomicamente correta, de um projeto de um posto de operação para tratores agrícolas, deve conter uma cabina que permita uma boa visibilidade e, ao mesmo tempo, proteger o operador contra o risco de capotamento, diminuir a exposição a poeiras, assim como, aos ruídos e às vibrações (MÁRQUEZ, 1990).

Yadav & Tewari (1998), relatam que, num projeto de posto de operação, os fatores humanos que devem ser incluídos são: dirigibilidade, conforto, visibilidade, locomoção, arranjo dos controles, facilidade de operação dos controles, conforto térmico, conforto sonoro e controle das vibrações.

¹ Projeto do posto de operação.

Sell (2002, p. 207), conceitua posto de operação como “o espaço na interface entre pessoa e meios de trabalho, sendo necessário definir quais são os elementos a serem projetados e alocados neste espaço”. Incluindo:

os acessos ao posto de operação, o espaço para movimentação do corpo e das extremidades, os espaços para a colocação das extremidades, o espaço visual para ver, captar as informações pela visão, bem como todas as formas de superfícies de trabalho e todas as formas de apoios para o corpo, como por exemplo o assento, mas também apoios para as mãos, os antebraços, os braços e os pés, quando forem necessários (SELL, 2002, p. 207).

Segundo Schlosser & Debiasi (2001), dentre uma série de mecanismos e comandos de um posto de operação, os mais importantes são: o painel, os comandos de mão e de pés e o volante. Estudos realizados por Yadav & Tewari (1998), relatam sobre a importância de considerar as características antropométricas e biomecânicas dos operadores, no projeto do posto de operação de tratores agrícolas, pois este deve permitir o conforto e a comodidade dos movimentos do operador, possibilitando um cômodo e ininterrupto acesso a todos os comandos do posto de operação.

Sell (2002, p. 208), conceitua antropometria como a “ciência que trata das relações entre as medidas do corpo humano, sendo estas dependentes de uma série de fatores como idade, sexo, origem regional, etnia, condição social e alimentação”.

Para Lida (1990), antropometria é a ciência que estuda as medidas do corpo humano. Schlosser et al. (2002, p. 984), salienta que “as medidas corporais, de que trata a antropometria, são usadas para definir a localização dos componentes do posto de operação”. Segundo o mesmo autor, a importância dessas medidas é que, indivíduos de diferentes tamanhos tenham fácil acesso e saída, consigam alcançar e acionar, com o mínimo esforço, todos os comandos, tais como, volante, pedais dos freios e da embreagem, acelerador, entre outros.

Para tratar, adequadamente, estes problemas, Schlosser et al. (2002, p. 984), sugere “a adaptação do posto de operação ao operador”. Para que isto ocorra, o autor apresenta duas maneiras distintas, que são:

- A primeira delas refere-se, à incorporação ao projeto, de itens qualitativos de conforto como cabinas, dispositivos eletrônicos de controle, dispositivos de análise de vibrações, entre outros. No entanto, a incorporação, destes itens, implica em um aumento considerável do preço da máquina ao agricultor.
- A segunda refere-se à adaptação da máquina ao homem, relaciona-se à correta disposição e dimensionamento de todos os componentes do posto de operação, como comandos, volante de direção, assentos, estrutura de proteção e vias de acesso e saída.

Na Figura 2.1, é apresentado um posto de operação dos tratores modernos, que é constituído de um arranjo completo entre o assento, as suspensões, a localização dos controles e os requisitos para sua instrumentação (BERASATEGUI, 2000). Schlosser & Debiasi (2001), relatam que a melhoria dos conhecimentos em ergonomia produziu novos conceitos, permitindo que os fabricantes passassem a oferecer modelos de tratores agrícolas com uma melhor localização dos comandos de operação e instrumentos de controle. Dentre os novos conceitos, destacam-se, o agrupamento de vários comandos de operação num único instrumento de controle (*Joystic* ou alavanca multifunções) e o agrupamento dos principais comandos de operação acionados pelas mãos, num console de comandos interligados ao assento do operador, desta forma, acompanhando o movimento de giro do assento (ROZIN, 2004).

Para a reduzir, ao mínimo, o esforço do operador no posto de trabalho, Sell (2002, p. 215) relata que isto pode ser conseguido “pelo uso de alavancas que aumentem o braço de potência e/ou reduzam o braço de resistência e também pelo projeto mais adequado das áreas de contato entre os membros do corpo humano e os comandos”.

Estes comandos são definidos, por Márquez (1990), como sendo qualquer dispositivo acionado por uma pessoa, com o intuito de obter uma resposta da máquina, de seu equipamento ou dos implementos. É também importante salientar que a força, a ser exercida pelo operador, possa ser transmitida aos comandos por todos os dedos e pela mão inteira (SELL, 2002).



Figura 2.1 – Posto de operação em um trator agrícola.
Fonte: Berasategui, 2000.

Em geral, tratores e máquinas agrícolas produzem vibrações de baixa frequência que são transmitidas para o posto de operação, podendo gerar problemas de visão, irritabilidade, deformações lombares e problemas digestivos (MÁRQUEZ, 1990). Várias alternativas têm sido estudadas no sentido de implantar um sistema de suspensão mais eficiente para o posto do operador, com a finalidade de amortecer e amenizar as vibrações de baixa frequência (SANTOS, 2002).

Por fim, Yadav & Tewari (1998), consideram que boas condições ergonômicas expõem o operador de trator agrícola a menores cargas mentais e físicas, aumentando a eficiência e diminuindo a ocorrência de erros, acidentes e o desenvolvimento de doenças ocupacionais.

2.2 ASSENTOS

Segundo Panero & Zelnik (1993), o projeto de assentos remonta ao tempo dos egípcios 2050 a.C. Alguns fatores devem ser considerados na concepção do posto de trabalho e, no caso do trator agrícola, um dos mais importantes é o assento, que o tratorista, usualmente, ocupa por mais horas anuais do que qualquer cadeira ou banco, inclusive as de sua sala de estar, ou de seu automóvel, soma-se a isso, o fato de que as vibrações geradas em um trator são, geralmente, mais intensas do que nos demais ambientes em que ele possa permanecer (SANTOS, 2002).

O assento de um trator agrícola pode ser definido como o “elemento que permite ao condutor dirigir as ações do veículo desde uma posição sentada, considerada como a posição mais cômoda para o trabalho” (BERASATEGUI, 2000, p. 6). O assento é utilizado para descansar ou para trabalhar na posição sentada e, a adequação deste ao posto de operação, é tão ou mais importante quanto mais horas seguidas o operador de trator agrícola permanecer no mesmo posto de operação (SELL, 2002). Para Yavad & Tewari (1998), o assento do trator e a posição dos comandos de operação de mãos e pés devem ser projetados para acomodar 90% da população, com possibilidades de conduzir tratores agrícolas. As características do assento do operador são de grande importância na tarefa de reduzir o trabalho estático muscular, oportunizando a tomada de posturas corporais corretas (MEHTA & TEWARI, 2000).

A preocupação com a postura é de grande importância para a saúde da coluna do operador de tratores agrícolas; o desconforto do assento é a principal causa de problemas de coluna entre os operadores, somado a este problema há, também, a exposição às vibrações ocupacionais (DHINGRA et al., 2003). O conceito de conforto, segundo Dhingra et al. (2003), é a agradável harmonia fisiológica, psicológica e física entre o ser humano e o ambiente em que se encontra. O mesmo autor relata que o desconforto é, principalmente, associado a fatores psicológicos e biomecânicos e que, durante a jornada de trabalho, o operador de tratores agrícolas está sujeito a escalas opostas de conforto e desconforto.

Segundo Prasad et al. (1995), na interface do sistema homem-máquina, em um trator agrícola, o assento realiza um papel importante diminuindo as forças excessivas que causam danos fisiológicos transmitidas ao corpo humano. O mesmo

autor relata que essas forças excessivas podem causar úlceras de pele e que, quando o operador fica exposto por um grande período de tempo, poderá acarretar em falta de circulação sanguínea, causando danos ao tecido. Colocar uma almofada sobre o assento do trator agrícola distribui, de maneira uniforme, a pressão, diminuindo a incidência de úlceras e aumentando o tempo de tolerância do corpo humano para uma determinada posição (sentado).

O desconforto, quando o operador passa um longo período sentado, é quase sempre atribuído à distribuição da pressão do operador sobre o assento, à temperatura elevada e à umidade, causando, dessa forma, problemas de má circulação sanguínea nas coxas e nos glúteos (PRASAD et al., 1995).

Dupuis & Christ (1966 apud PRASAD et al., 1995) relatam que acima de um período de cinco anos de trabalho, a porcentagem de tratoristas com deformações na espinha dorsal, aumentou de 72,5 para 78,9 %. Os mesmos autores, também, observaram um aumento na severidade das anormalidades no mesmo período, a porcentagem das pessoas com anormalidades definidas aumentou de 50,2 para 68,7 %, e as anormalidades limitadoras diminuíram de 22,3 para 10,2 %. A esses efeitos observados, os autores indicam que uma exposição prolongada aumenta o risco de anormalidades na espinha dorsal.

Febo & Pessina (1995), avaliaram as condições do assento do operador, no norte da Itália, onde descobriram que apenas 41 % dos assentos eram equipados com apoios para os braços, 86 % não possuíam regulagem vertical, 38 % não possuíam regulagem longitudinal e em 24 % dos assentos, o ajuste da suspensão não funcionava ou estava ausente.

Alguns estudos relatam que a distribuição da pressão na interface homem/assento, em relação aos efeitos das vibrações, é bastante crítica para o conforto, a eficiência no trabalho e a saúde do operador (DHINGRA et al., 2003).

É importante separar as características estáticas e dinâmicas dos assentos, pois, quando a magnitude de vibrações é baixa, a avaliação do desconforto é predominantemente de características estáticas, mas, quando a magnitude de vibrações aumenta, a avaliação do desconforto é muito influenciada pela vibração, passando a ser dinâmica, entretanto, para a predição do desconforto do assento, são necessárias as duas características (EBE & GRIFFIN, 1994). Os mesmos autores relatam que as medições das vibrações, em assentos, podem não ser

corretas, especialmente quando a magnitude de vibração é baixa e, nestas condições, o conforto pode ser influenciado pela dureza do assento.

Segundo Márquez (1990), o assento amortecido que isola o tratorista das vibrações de baixa frequência, é de construção robusta e barata.

O operador, durante a sua jornada de trabalho, permanece sob o estado dinâmico, variando sua postura. Desta forma, o projeto de um assento composto de almofada macia não deve somente oferecer sustentação suficiente ao corpo mas, também, contornar-se para dar uma distribuição uniforme da pressão do assento em contato com o corpo. Isto diminui a incidência das lesões e possibilita que o operador tolere, por um período maior, uma determinada postura (DHINGRA et al., 2003).

Em condições dinâmicas, quando o trator está sobre uma superfície rugosa, além das vibrações emitidas pelo motor, a influência das vibrações transmitidas pela superfície para o assento do trator, deve ser um fator a ser considerado no processo de execução do projeto do assento (DHINGRA et al., 2003).

Berasategui (2000), ao descrever as características ótimas de um projeto de assento para tratores agrícolas, salienta que há a necessidade de uma maior superfície de contato possível do operador com o assento. A autora também recomenda que a cobertura de espuma sobre a base tenha espessura, aproximadamente, de 40 a 60 mm no assento e, de 30 a 40 mm no encosto. Devido à necessidade do operador virar-se para trás, para cuidar da operação que será realizada, a mesma autora recomenda que a altura do encosto deve ser limitada e que haja, também, a possibilidade do operador ajustar a inclinação deste assento.

Para Yavav & Tewari (1998), a incorporação de espelhos retrovisores e de assentos giratórios apresentou considerável redução das necessidades de giro para trás nas operações com tratores agrícolas.

Sell (2002, p. 240), relata que durante uma jornada de trabalho de oito horas “não há cadeira ou poltrona que possa ser usada de forma contínua” e que o ideal seria, para aqueles que trabalham sentados, levantassem e andassem durante 15 minutos a cada duas horas de trabalho, desta forma, salienta ainda a autora, há possibilidade de diminuição da pressão sobre os discos e músculos, que sustentam a posição sentada, na medida em que possam relaxar, e as pressões sobre as coxas deixam de existir, de maneira que o movimento das pernas ajude a intensificar a circulação.

Na Figura 2.2, são apresentadas algumas regras fundamentais para o assento do trator agrícola, devendo este dar suporte para o corpo durante várias horas contínuas de operação, especialmente, para a parte inferior das costas, como também, as coxas e ombros (BERASATEGUI, 2000).

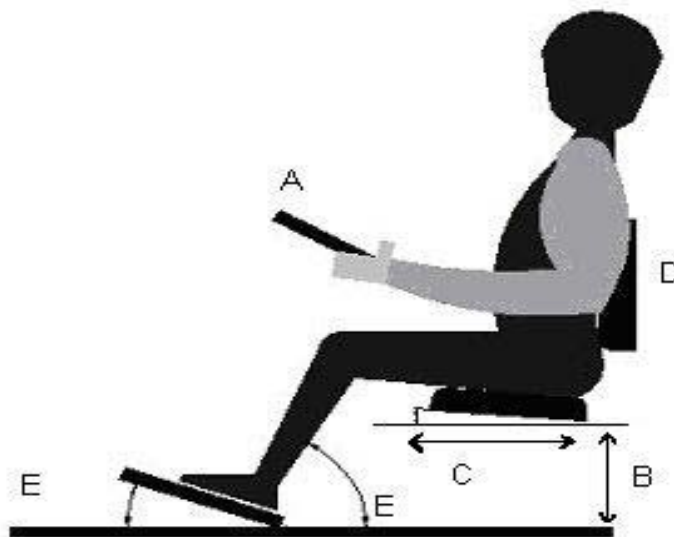


Figura 2.2 – Regras fundamentais que o assento deve apresentar.

Fonte: Berasategui, 2000.

Nota: Cada letra citada na figura corresponde aos seguintes ajustes:

- A - Controle da posição dos órgãos de controle do guidão;
- B - Ajuste da altura do assento;
- C - Ajuste para frente e para trás;
- D - Ajuste do encosto do assento;
- E - Ajuste dos ângulos corretos de trabalho dos pedais;

Dependendo da postura desejada, das condições da tarefa e da situação de trabalho, os assentos e poltronas de trabalho são classificados por Sell (2002), quanto ao tipo, da seguinte forma:

- Cadeira de trabalho (assento);
- Poltrona de descanso;
- Assentos e poltronas para motoristas de veículos;
- Assentos e poltronas para passageiros de veículos.

Nos tratores agrícolas nacionais são encontrados desde assentos sem nenhum ajuste e somente com suspensão precária, de forma que o amortecimento

das vibrações ocupacionais é feito, somente, pelo estofamento do assento (Figura 2.3 (a), (b) e (c)), até assentos com ajustes e suspensão sofisticados (Figura 2.4).



(a)
Vista frontal

(b)
Vista traseira

(c)
Vista lateral

Figura 2.3 – Assentos sem nenhum ajuste ou amortecimento.



Figura 2.4 – Assento com ajuste e amortecimento.

O projeto do assento de trator agrícola, segundo Sell (2002), deve apresentar as recomendações descritas no Quadro 2.1.

A altura, da cadeira de trabalho, deve ser regulável;

O assento da cadeira de trabalho deve ser plano ou com pequena depressão no centro e estar na horizontal;

Quadro 2.1: Recomendações quanto à escolha e/ou projeto de cadeira de trabalho.
Fonte: Sell, 2002.

Continuação do Quadro 2.1

O assento da cadeira de trabalho deve ser estofado, preferencialmente, com tecido que permita a transpiração;
A profundidade da cadeira de trabalho deve ser tal, que permita apoiar, completamente, as coxas, sem comprimir a região posterior dos joelhos;
A borda anterior do assento da cadeira de trabalho deve ser arredondada;
Os apoios para os braços, em cadeiras de trabalho, devem ser estofados, macios, com altura e inclinação reguláveis e com possibilidade de serem afastados, lateralmente;
Apoios para os braços, por dificultarem a troca de posição, não são recomendáveis para a maioria das cadeiras de trabalho;
Toda cadeira de trabalho deve ter um encosto, no mínimo, para apoiar a região lombar, o que é especialmente necessário quando o trabalhador precisa exercer força no seu trabalho;
Encosto muito alto pode dificultar os movimentos dos membros superiores, mas, servem para apoiar o dorso em momentos de descanso ocasionais;
O encosto de altura média é o mais versátil: apóia a coluna lombar e a dorsal;
A forma do encosto deve acompanhar as curvas normais da coluna;
O encosto da cadeira de trabalho, deve permitir regulagem na altura;
O ângulo entre o assento e o encosto, se não for regulável, deve ser de 100 graus, permitindo menor pressão sobre os discos intervertebrais;
Entre o assento e o encosto deve ter espaço para acomodar as nádegas;
Os pés do trabalhador, sempre, devem estar apoiados, ou, no chão, ou, em apoios especiais;
Para sentar e levantar com freqüência é necessário um molejo na estrutura da cadeira, sendo este útil, também, para absorver vibrações e impactos.

Quadro 2.1: Recomendações quanto a escolha e/ou projeto de cadeira de trabalho.
Fonte: Sell, 2002.

Na Europa, para a homologação do assento para tratores agrícolas e florestais, estes devem apresentar as dimensões e regulagens mínimas necessárias para a segurança, conforme é apresentado na Figura 2.5 (BERASATEGUI, 2000).

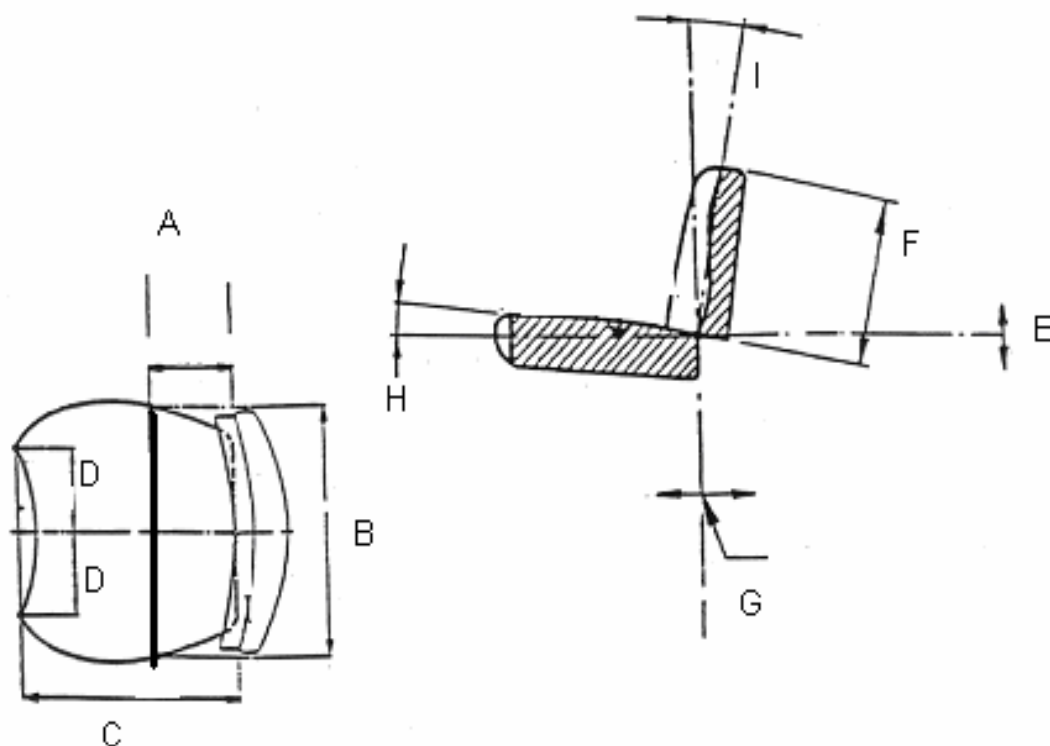


Figura 2.5 – Dimensões para a regulação de um assento (78/764/CEE)².

Fonte: Berasategui, 2000.

Nota: Abaixo estão descritas as dimensões ou regulações relativas a cada letra apresentada na figura.

A – 150 mm;

B – 450 mm;

C – 450 mm \pm 50 mm;

D – 150 mm;

E - Regulação mínima de 30 mm \pm 5 mm;

F - Altura do encosto do assento de 260 mm;

G – Deslocamento, para frente e para trás, de 75 mm \pm 30 mm;

H - Ângulo do assento \pm 80°;

I - Ângulo do encosto menor ou igual a 30°.

Para Yadav & Tewari (1998), o ângulo do volante deveria ser entre 30° e 45° em relação ao plano horizontal, o ângulo do joelho entre 135° e 160° e o pé, um ângulo acima de 28° no plano horizontal, para operadores, com variação de estatura, de 1575 mm a 1875 mm, dentro dos percentis de 5 % a 95 % (Figura 2.6).

² Norma Européia relativa a dimensões e regulações mínimas para assentos de tratores agrícolas e florestais.

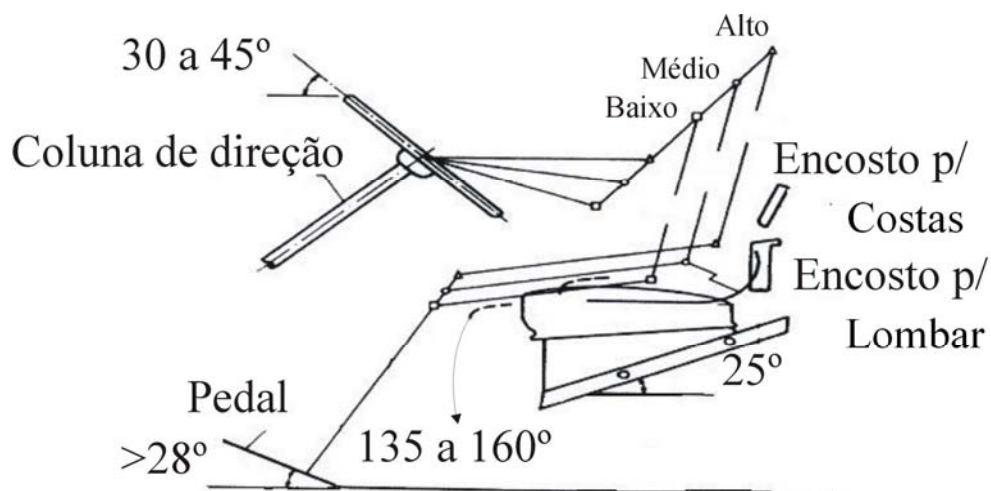


Figura 2.6 – Ângulos para o pedal, coluna de direção e assento.
Fonte: Yadav & Tewari, 1998.

Na Figura 2.7 e na Tabela 2.1, são apresentadas as medidas, para cadeiras de trabalho, extraídas da norma DIN 68877 (1981)³ (SELL, 2002).

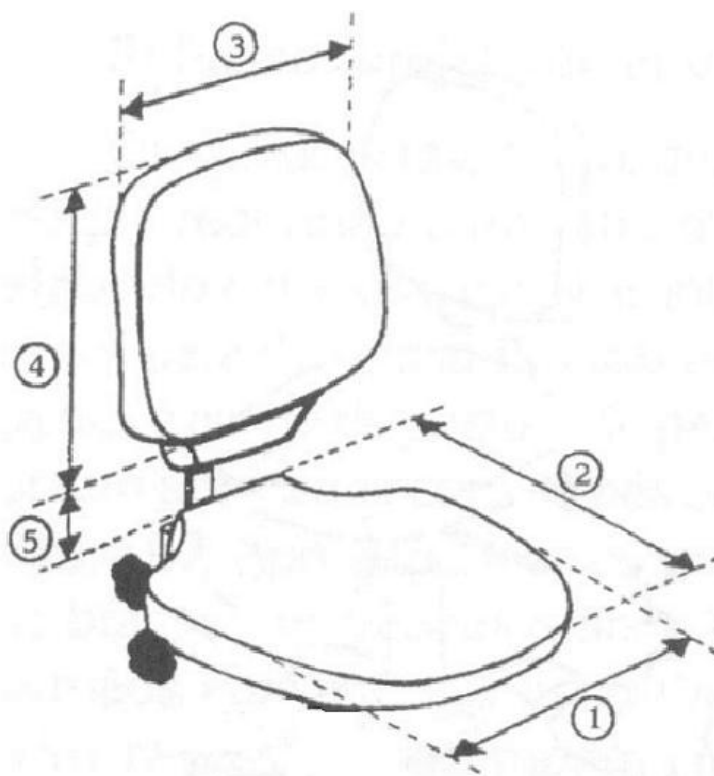


Figura 2.7 – Medidas para cadeiras de trabalho.
Fonte: Sell, 2002.

³ DIN 68877 (1981) – *Deutsche Industrie Nationale: Arbeitsdrehstuhl, Gasfeder-Höhenverstellung* (Indústria Alemã de Normalização: Cadeiras de trabalho, testes e exigências).

Tabela 2.1
Medidas para cadeiras de trabalho.

Medidas	Cadeira da linha de produção DIN 68877
1 - Largura do assento	400 – 480 mm
2 - Profundidade do assento	380 – 420 mm
3 - Largura do encosto	360 – 400 mm
4 - Altura de encosto (mínima)	220 mm
5 - Distância entre o assento e início do encosto	70 – 90 mm

Fonte: Sell, 2002.

Na Figura 2.8, Hauck (2001) demonstra o desenvolvimento histórico do amortecimento dos assentos, para tratores agrícolas. O autor separou em cinco etapas representadas por cinco diferentes assento, acima de cada assento são apresentados os elementos que compõem o sistema de amortecimento. Nota-se, através da representação dos símbolos de molas e amortecedores, o aumento do efeito de isolamento das vibrações do ano de 1930 ao ano 2000.

Na primeira etapa, demonstra o amortecimento utilizado no assento dos primeiros tratores, que era constituído somente por molas. Cabe ainda salientar que, atualmente, este assento sem estofamento, é comum em tratores de rabiças.

Na segunda etapa, além de um sistema pantográfico constituído de mola-amortecedor, foi adicionado, também, estofamento, ao assento.

Na terceira etapa houve a adição do estofamento ao encosto do assento e o sistema mola-amortecedor passou a ter ajuste para adaptá-lo ao peso do operador de trator agrícola.

Na quarta etapa houve o acréscimo de encosto para os braços e a cabeça. O sistema de amortecimento das vibrações verticais passou a ser constituído por amortecedor e por um ou mais cilindros de borracha insuflados com ar comprimido. Para o amortecimento das vibrações horizontais foi adicionado um sistema mola-amortecedor.

Na quinta etapa, além das modificações da quarta etapa, houve a adição de comandos com *Joystick* e avanços tecnológicos de sistemas inteligentes, utilizando sensores e atuadores para o amortecimento das vibrações, tanto verticais quanto horizontais.

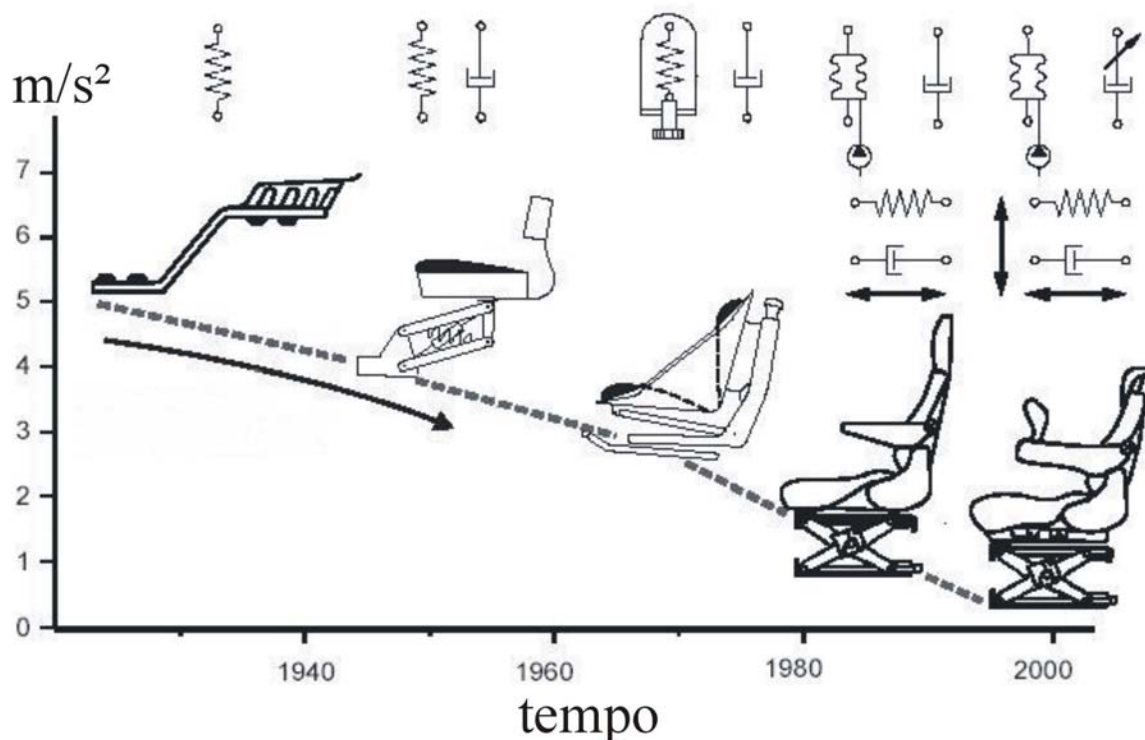


Figura 2.8 – Desenvolvimento histórico do amortecimento dos assentos.

Fonte: Hauck, 2001.

Seguindo o desenvolvimento histórico de Hauck (2001), nas Figuras 2.9 (a), (b), (c), e (d), são apresentados quatro exemplos de assentos utilizados em tratores agrícolas europeus, sendo que no modelo (a), as vibrações ocupacionais são amortecidas somente pelo estofamento que atua como mola do assento, correspondendo à primeira etapa; o modelo (b) corresponde à terceira etapa, possuindo o sistema mola-amortecedor; o modelo (c), embora não possua encosto para os braços e cabeça, seu sistema de amortecimento corresponde à quarta etapa e o modelo (d) corresponde à quinta etapa (adaptado de BERASATEGRUI, 2000).

Tavares (2000, p. 20), definiu, amortecimento, como “um fenômeno intrínseco a todos os materiais, inclusive aos elementos orgânicos de máquinas agrícolas, e este, impede, através das forças de coesão atômica e atritos moleculares, que o material vibre indefinidamente”.



Figura 2.9 – Assentos utilizados em tratores agrícolas Europeus.
Fonte: Adaptado de Berasategui, 2000.

Para tratores agrícolas comercializados no Brasil, nas Figuras 2.10 (a), (b), (c), e (d), são apresentados alguns exemplos de assentos, mais comuns de acordo com o desenvolvimento histórico de Hauk (2001).

O modelo (a) corresponde à primeira etapa, pois, o estofado do assento atua como mola, no amortecimento das vibrações ocupacionais; o modelo (b), embora possua encosto para os braços, seu sistema de amortecimento corresponde à terceira etapa; o modelo (c), embora não possua encosto para a cabeça, seu sistema de amortecimento corresponde à quarta etapa, e o modelo (d) corresponde à quinta etapa.



(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 2.10 – Assentos utilizados em tratores agrícolas no Brasil.

Fonte: Adaptado de Miral Bueno, 2005.

Nas Figuras 2.11 e 2.12, são apresentados dois exemplos de assentos de tratores agrícolas antigos, onde, a ergonomia e a segurança dos operadores, não eram consideradas durante o projeto (BERASATEGUI, 2000; HILBERT & BARCELÓ, 2004).

Segundo Barceló et. al. (2004), a regulagem do assento permite reduzir os efeitos das vibrações mas, com o aumento da velocidade de deslocamento, a redução do efeito das vibrações fica comprometida.

Bovenzi & Beta (1999), relatam que longos períodos de permanência sentados, adoção de postura inadequada, idade avançada e história clínica com

perturbação na coluna, são fatores que dificultam a interpretação da vibração de corpo inteiro. Os mesmos autores relatam que a combinação dos dois primeiros fatores com as vibrações ocupacionais podem ser responsáveis pelo desenvolvimento de lesões na coluna.



Figura 2.11 – Posto de operação de um trator agrícola antigo (Espanha).

Fonte: Berasategui, 2000.



Figura 2.12 – Assento sem sistema de amortecimento (Argentina).

Fonte: Hilbert & Barceló, 2004.

As vibrações medidas nos motoristas de caminhão têm seu efeito amortecido pela almofada do assento e pela sua estrutura de suspensão, sendo atenuadas, principalmente, pela suspensão do assento e não pela almofada, e é importante levar em consideração características tais como: o material que a compõe, a espessura, a densidade e a forma (LINDÉN, 2003). Além do isolamento das vibrações, Yadav & Tewari (1998) afirmam que os assentos devem proporcionar um controle cômodo e seguro do guidão e dos comandos, desta forma, os autores relatam que a melhora no projeto dos assentos e dos comandos apresentam resultados diretos na redução de esforços e do estresse do operador de tratores agrícolas.

2.3 VIBRAÇÕES OCUPACIONAIS

Foram desenvolvidos os primeiros estudos sobre suspensão, objetivando o conforto veicular, sem demonstrar o menor interesse com a resposta humana às vibrações em 1934 (HSE, 2001).

As investigações sobre vibrações ocupacionais começaram há mais ou menos sete décadas devido à proliferação de máquinas autopropelidas. As avaliações eram subjetivas, tentando estimar o limiar de percepção humana e a equivalência com as respostas para cada magnitude de vibração, a fim de descobrir, subjetivamente, até que parâmetros poderiam ser desconfortáveis durante pequenos e longos períodos de exposição (HSE, 2001).

Na década de 40, as vibrações passaram a ser identificadas como um problema em potencial à saúde, tanto dos trabalhadores quanto das pessoas que utilizavam ônibus, trens e aviões para deslocamento. No ano de 1949, foram encontrados alguns problemas em motoristas de veículos militares, os quais desenvolveram dores na coluna resultando na aposentadoria por problemas de hérnia de disco (HSE, 2001).

No ano de 1958, na revista *Ergonomics*, foi publicado, por Dieckman, um trabalho intitulado *A study of the influence of the vibration on man*⁴. Neste trabalho, foi estudado o comportamento do corpo humano, tanto sentado quanto em pé, submetido a vibrações horizontais e verticais de 1 a 100 Hz. No ano de 1960, Goldman publicou o primeiro estudo quantitativo de vibrações no corpo humano. Desde então, vários trabalhos sobre vibrações ocupacionais foram realizados (BERASATEGUI, 2000).

Os estudos sobre níveis de tolerância para vibrações de pequena duração começaram nos Estados Unidos, em 1959, sendo que foi utilizada, pela primeira vez, uma mesa eletro-hidráulica para a indução de vibrações (HSE, 2001).

Em 1960, na então República Democrática Alemã, foi realizado um estudo em dois grupos de trabalhadores rurais que pertenciam ao mesmo nível sócio-econômico, sendo que, no grupo que utilizava tratores de pequeno porte, houve maior incidência de problemas na coluna cervical (HSE, 2001).

O período compreendido entre os anos de 1960 e 1970 foi o mais importante para o desenvolvimento da consciência e do conhecimento sobre vibrações ocupacionais, por dois motivos: primeiro, porque houve um crescimento no número de laboratórios que possuíam mesas de vibração, eletro-hidráulicas e eletro-dinâmicas; segundo, porque grupos de trabalho pertencentes a *International Organization for Standardization* (ISO) se reuniram para desenvolver a norma para

⁴ Estudo sobre a influência das vibrações no homem.

vibrações ocupacionais de corpo inteiro e a para vibrações localizadas no segmento mão-braço (HSE, 2001).

A década de 70, que testemunhou o contínuo interesse por respostas subjetivas às vibrações ocupacionais e seus efeitos. Problemas de coluna foram associados a algumas profissões, indicando a necessidade de entender a relação entre a exposição a vibrações ocupacionais e problemas na coluna vertebral. A primeira versão da ISO 2631 foi publicada em 1974 e, posteriormente, em 1978, quando foi reimpressa, com mudanças editoriais, figuras e tabelas (GRIFFIN, 1998).

Durante a década de oitenta, várias pesquisas geraram informações relacionadas a magnitudes de vibrações ocupacionais em tratores agrícolas. Entretanto, nesse período, a tecnologia empregada era limitada, os equipamentos utilizados eram muito caros, restringindo a poucos centros de pesquisa a capacidade de realizar ensaios de vibrações ocupacionais (GRIFFIN, 1998).

Em 1982, foi adicionada à ISO 2631, uma emenda em que foi definido o valor ponderado global de vibração através da combinação dos três eixos x, y e z. Três anos mais tarde, esta foi revisada e republicada com o seguinte título: *evaluation of human exposure to whole-body vibration – part 1: general requirements*⁵; ainda regulamentando os limites de conforto, fadiga e exposição às vibrações ocupacionais (GRIFFIN, 1998).

No Brasil, em 1992, a Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT), através da Comissão de Estudo de segurança e ergonomia (CE-12:002.07), pertencente ao Comitê Brasileiro de agricultura, pecuária e implementos (CB-12) desenvolveu a norma NBR 12319: medição da vibração transmitida ao operador – tratores agrícolas de rodas e máquinas agrícolas. Esta Norma foi baseada na ISO 5007: *agricultural wheeled tractors and field machinery – measurement of whole-body vibration of the operator*⁶.

A partir de 1997, a versão revisada da ISO 2631 não apresenta mais os limites de exposição a vibrações ocupacionais, ficando, desta forma, em função dos cálculos de valor dose de vibração (VDV) e de valor dose de vibração estimado (eVDV) (ANFLOR, 2003).

⁵ Avaliação da exposição humana a vibrações ocupacionais – parte 1: exigências gerais.

⁶ Tratores agrícolas de rodas e máquinas agrícolas – medição da vibração transmitida ao operador.

O descumprimento do oitavo anexo, da décima quinta norma regulamentadora brasileira de saúde e segurança do trabalho, que trata de atividades e operações insalubres que exponham os trabalhadores, sem proteção adequada, às vibrações ocupacionais, é considerada, através de comprovação realizada, por perícia no local de trabalho, como atividade insalubre de grau médio, ocasionando o pagamento de adicional de 20 % do salário mínimo regional⁷.

2.4 CONCEITO DE VIBRAÇÕES

Vibrações são “oscilações mecânicas regulares ou irregulares de um corpo em torno de um ponto de repouso” (SELL, 2002, p. 237). Para Back (1983), a vibração é “um subproduto indesejado de sistemas mecânicos”, desta forma, a aceleração, que é o seu efeito, não pode ser eliminada pela adição de um diferente princípio de trabalho, outrossim, precisam ser adotadas medidas de contra-atação ou, então, é preciso introduzir no projeto arranjos dinâmicos, para controlar e isolar o efeito, dentro de limites aceitáveis.

Saliba et al. (2002, p. 44), conceituam vibrações como “um movimento oscilatório de um corpo devido a forças desequilibradas de componentes rotativos e movimentos alternados de uma máquina ou equipamento”. Quando um determinado corpo vibra, descreve um movimento oscilatório e periódico, envolvendo deslocamento durante um certo tempo. Tem-se, então, envolvidas no movimento, uma velocidade, uma aceleração e uma frequência (número de ciclos completos/minuto).

Santos (2002, p. 5), define que a vibração mecânica consiste de “um ponto material ou um corpo que oscila em torno de uma posição de equilíbrio”. O mesmo autor ainda salienta que estas vibrações são “indesejáveis devido ao aumento das perdas de energia que as acompanham, sendo importantes a eliminação ou a redução destas, através de projetos adequados”.

Na avaliação prática de qualquer vibração podem ser distinguidos três principais critérios humanos que são: a preservação da eficiência do trabalho, a preservação da saúde ou segurança (limite de exposição) e a preservação do conforto (redução do limite de conforto) (PRASAD et al., 1995).

⁷ Salário mínimo no Rio Grande do Sul a partir de maio de 2006 é R\$ 405,95.

Na Tabela 2.2, são apresentadas as principais indústrias/atividades na Europa, com ocorrências clínicas de sobreexposição ocupacional e vibrações no corpo inteiro (BALBINOT, 2001; SALIBA et al., 2002).

Tabela 2.2

Evidências clínicas de sobre-exposição ocupacional (indústrias européias).

Indústria/atividade	Principais fontes de vibração
Agricultura	Operação de tratores
Construção civil	Operação de veículos pesados
Florestagem	Operação de tratores/off-road
Mineração	Veículos pesados/off-road
Transportes	Veículos – motorista e passageiros

Fonte: Balbinot, 2001; Saliba et. al., 2002.

Na Tabela 2.3 são apresentadas, as ocorrências de exposição, em potencial, à vibração, nas indústrias americanas (BALBINOT, 2001; SALIBA et al., 2002).

Tabela 2.3

Tipo de indústria ou atividade x Principais fontes de vibração

Tipo de indústria ou atividade	Principais fontes de vibração
Dirigir caminhão/ônibus	Movimento do veículo
Operação de equipamentos pesados	Scrapers, carregadeiras, etc.
Operação de tratores e máquinas agrícolas	Tratores e colhedoras
Fundição	Empilhadeiras e pontes rolantes
Operação de empilhadeira	Movimento do veículo
Operação de ponte rolante	Movimento da ponte
Refino de metal	Empilhadeiras, pontes rolantes, caminhões
Pedreira	Máquinas e veículos pesados
Mineração (subterrânea e/ou ar livre)	Máquinas e veículos pesados
Indústria gráfica	Máquinas gráficas
Florestagem	Máquinas e veículos pesados

Fonte: Balbinot, 2001; Saliba et. al., 2002.

Segundo Balbinot (2001, p. 27), “a exposição direta à vibração por prolongado tempo é reconhecida como um fator que acelera as dores nas costas e problemas relacionados à hérnia de disco”.

2.5 VIBRAÇÕES EM TRATORES

Os fatores ambientais, que exercem maior influência sobre o rendimento e a saúde do operador de uma máquina agrícola, são: ruídos, vibrações mecânicas, condições climáticas, partículas e produtos químicos suspensos no ar e visibilidade. Embora não haja estudos sobre o efeito conjunto destes fatores, sabe-se que a ação isolada de cada um é nociva ao operador (MÁRQUEZ, 1990).

As vibrações mecânicas, que ocorrem em tratores, são descritas como senoidais e aleatórias (PRASAD et al., 1995). “As vibrações senoidais e regulares são possíveis de prever, enquanto as aleatórias e irregulares, não possibilitam essa predição” (SANTOS, 2002, p. 5). Nos tratores agrícolas, assim como em outras máquinas⁸, podem ocorrer dois tipos de vibrações: as retilíneas⁹ e as rotacionais¹⁰. A eliminação completa de uma vibração, embora seja possível teoricamente, na prática, em alguns casos, não é possível (GROEHS, 1999).

Segundo ARBETSMILJOINSTITUTED et. al. (1990 Apud SANTOS, 2002), a intensidade da vibração nos tratores agrícolas depende da estrutura do solo, do projeto do trator (suspensão, localizações do assento e cabine, pneus), da velocidade, da técnica de dirigir, entre outros.

Uma redução adicional no nível da vibração pode ser obtida introduzindo suspensão nas rodas traseiras e nas dianteiras, mas este acaba sendo um sistema complicado e caro (PRASAD et al., 1995). Outra maneira de reduzir o nível de vibração é a utilização de cabines com suspensão. Este método é tão caro quanto adicionar suspensão às rodas, mas apresenta várias outras utilidades, tais como, a proteção do operador a variações de temperatura, acondicionamento de equipamentos eletrônicos, isolamento de vapores e gases produzidos pelos tratores, etc (PRASAD et al., 1995; SANTOS, 2002).

⁸ Ex: em carros, caminhões, trens, aeroplanos e barcos.

⁹ Vibrações (vertical, longitudinal e transversal).

¹⁰ Vibrações angulares (giro, arfagem e guinada).

Os operadores de tratores agrícolas quando são expostos a vibrações de baixa frequência durante muitas tarefas agrícolas, sofrem com o desconforto, prejudicando seu desempenho e subutilizando a capacidade da potência que o trator dispõe (MÁRQUEZ, 1990; PRASAD et al., 1995). É provável que as tarefas que requerem firmeza muscular ou precisão no controle sejam prejudicadas devido a vibrações acima dos níveis permitidos pelas normas (PRASAD et al., 1995).

Bovenzi & Betta (1999), investigaram a ocorrência de dores lombares num grupo de 1.155 operadores de tratores agrícolas expostos a vibrações que atingiam o corpo todo e a estresses posturais (medidos em termos de frequência e duração de posturas desajeitadas durante a jornada de trabalho), comparando os resultados com os obtidos por um grupo-controle, constituído de 220 trabalhadores de escritório. Os resultados mostraram que a incidência de dores lombares foi maior para os operadores de tratores agrícolas, comparativamente, ao grupo-controle. Tanto as vibrações quanto a má postura, juntamente com o fator idade, colaboraram para o desenvolvimento de dores lombares nos operadores de tratores agrícolas.

Mehta et al. (2000), desenvolveram um trabalho para verificar os níveis de vibrações em tratores, na Índia, que é grande fabricante de tratores. Foram medidos níveis de vibrações nos três eixos perpendiculares (longitudinal, transversal e vertical) na interface assento-operador, em diferentes condições de operação. Os níveis de vibrações medidos sob diferentes condições de operação foram avaliados de acordo com as normas ISO 2631 (1985). Os autores concluíram que os operadores de tratores agrícolas estão expostos a diversas desordens na coluna vertebral causadas pela vibração.

Santos (2002), realizou um ensaio com um trator de 55 kW tracionando uma grade destorradora-niveladora com 28 discos de 20" x 3,5 mm e peso aproximado de 6600 N. As velocidades utilizadas correspondem à primeira, à segunda e à terceira marchas do trator. O autor concluiu que todas as velocidades estudadas apresentaram o maior pico de aceleração na mesma banda de frequência (3,15 Hz), o que caracterizou a independência da frequência dominante, em relação à variação da velocidade.

Hilbert et. al. (2004), realizaram um estudo para determinar o nível de vibrações que recebe o operador de trator agrícola, através do assento, sendo que neste estudo foram utilizadas quatro diferentes pressões de insuflagem nos pneus (82,7; 110,3; 151,6 e 206,8 kPa) e três velocidades de trabalho (7; 12 e 20 km/h). Foi

utilizado um trator da marca Ford 4600, sendo que o estudo foi conduzido em uma superfície com 300 metros de comprimento indeformável, irregular e com buracos. Foi empregada a metodologia de acordo com a norma IRAM 4 078/1 e as medições foram realizadas nos três eixos x, y e z. Os autores concluíram que as diferentes pressões influenciaram nos níveis das vibrações.

Woycik et al. (2004), repetiram o mesmo trabalho realizado por Hilbert et al. (2004), sendo que além do trator Ford 4600 foi utilizado o trator Deutz-Fahr AX 120 S. As pressões utilizadas foram as mesmas (82,7; 110,3; 151,6 e 206,8 kPa) e as três velocidades de trabalho também foram as mesmas, ou seja, (7; 12 e 20 km/h). Foi empregada a metodologia de acordo com a norma IRAM 4 078/1 e as medições foram realizadas nos três eixos x, y e z. Foram utilizados dois locais diferentes: o primeiro local, pavimentado, todas as repetições foram feitas no mesmo traçado; o segundo local foi um campo natural, limpo e sem obstáculos naturais, sendo os traçados ao acaso para cada repetição. Os autores concluíram que para os eixos x e y não foi encontrada diferença significativa por tipo de superfície e nem de velocidades mas as diferentes pressões influenciaram os níveis de vibração. Para o eixo z, não foi encontrada diferença significativa entre os tratores, as superfícies, as velocidades de deslocamento e nem entre as pressões dos pneus.

Barceló et al. (2004), realizaram um estudo para determinar o nível de vibrações que recebe o operador de trator agrícola, através do assento, comparando três velocidades de deslocamento (7; 12 e 20 km/h), três pressões de insuflagem dos pneus (69; 103 e 207 kPa) e duas regulagens do assento (máxima e mínima). Foi utilizado um trator da marca Deutz-Fahr AX 120 S, o mesmo utilizado no experimento de Woycik et al. (2004). Foi empregada a metodologia de acordo com a norma IRAM 4 078/1 e as medições foram realizadas nos três eixos x, y e z. O estudo foi conduzido em uma superfície com 300 metros de comprimento indeformável, irregular e com buracos, no mesmo local utilizado por Hilbert et al. (2004). O assento utilizado foi da marca Grammer DS4/L10 08/95, com extremos de regulagem para a massa dos operadores de 50 a 85 kg, sendo que a massa do operador foi de 70 kg. Os autores concluíram que a melhor combinação entre os parâmetros, em questão, tais como: pressão de insuflagem, regulagem adequada do assento para o peso do operador e velocidades baixas apresentaram valores de vibrações ocupacionais que estão dentro dos limites permitidos para trabalhos agrários comuns.

2.6 VIBRAÇÃO DE CORPO INTEIRO

Vibrações de corpo inteiro, segundo Saliba et al. (2002, p. 46), “são vibrações transmitidas ao corpo como um todo, tais como pé, costas e nádegas de um homem sentado ou na área de suporte de um homem inclinado”. A exposição à vibração de corpo inteiro pode causar danos físicos permanentes ou distúrbios no sistema nervoso (GERGES, 2000). Para Griffin (1998), a exposição diária, à vibração de corpo inteiro, poderá resultar em danos na região espinhal podendo, também, afetar o sistema circulatório e/ou urológico, além do sistema nervoso central. Durante ou logo após a exposição às vibrações aparecem sintomas de distúrbio sob forma de “fadiga, insônia, dor de cabeça e tremor, no entanto, estes sintomas geralmente desaparecem após um período de descanso” (MANSFIELD, 2005, p. 13).

Segundo Gerges (2000), os efeitos das vibrações, sobre o corpo humano, podem ser extremamente graves. Alguns desses são: visão turva, perda de equilíbrio, falta de concentração e até danificação permanente de determinados órgãos internos do corpo. Para Márquez (1990), o esforço físico e mental ao qual o operador de trator agrícola está exposto diminui a capacidade de concentração do mesmo aumentando, conseqüentemente, a ocorrência de acidentes de trabalho.

Os efeitos observados em grupos expostos a condições severas de vibração foram: “problemas na região dorsal e lombar, gastrintestinais, sistema reprodutivo, desordens no sistema visual, problemas nos discos intervertebrais, degeneração na coluna vertebral” (SALIBA et al., 2002, p. 46). Para que as vibrações sejam sentidas como incômodas “depende da aceleração, da freqüência e da duração da exposição” (SELL, 2002, p. 238).

Os efeitos, causados por vibrações ocupacionais ao corpo humano, dependem da freqüência de excitação, do deslocamento, da velocidade e da aceleração, sendo que, as principais freqüências de excitação a que o corpo humano é exposto durante a sua jornada de trabalho, ocorrem na faixa de freqüência que varia de 0,5 a 80 Hz (ALONÇO, 2004; ANFLOR, 2003; BALBINOT, 2001; BERASATEGUI, 2000; BOVENZI & BETTA, 1999; DHINGRA, 2003; EBE & GRIFFIN 1994; FEBO & PESSINA, 1995; GERGES, 2000; GÖHLICH, 1987; GRIFFIN, 1998; HAUCK, 2001; HILBERT & BARCELÓ, 2004; LINDÉN, 2003; MÁRQUEZ, 1990; MATHIAS, 1989; MATSUMOTO & GRIFFIN, 1998; MEHTA &

TEWARI, 2000; PADDAN & GRIFFIN, 2002; REGAZZI & XIMENES, 2003; ROZIN, 2004; SALIBA et al. 2002; SANTOS, 2002; SELL, 2002; WOYCIK, 2004; WU & GRIFFIN, 1998; YADAV & TEWARI, 1998).

Segundo Sell (2002), as vibrações verticais tornam-se inaceitáveis nas seguintes condições (Quadro 2.2):

Freqüências inferiores a 2 Hz e aceleração de 3 a 4 g ;
Freqüências entre 4 e 14 Hz e aceleração entre 1,2 e 3,2 g;
Freqüências acima de 14 Hz e acelerações entre 5 e 9 g;
Com aceleração de 1,5 g, a vibração se torna perigosa e insuportável;
A aceleração mais crítica em relação ao incômodo é de 1 g, cerca de 10 m/s ² ;
Aceleração de 2,5 m/s ² , a incidência de erros é tão grande que tais vibrações devem ser consideradas perigosas;
Aceleração de 0,5 m/s ² no assento, os erros do motorista aumentam significativamente;
De 1 a 4 Hz há a dificuldade de respirar;
De 2 a 16 Hz, especialmente em torno de 4 Hz, o desempenho do motorista diminui muito e os efeitos ficam piores com o aumento da aceleração;
De 4 e 8 Hz, há a maior sensação de incômodo;
De 4 a 10 Hz começam dores no peito, na barriga, reação na musculatura, ressonância no maxilar inferior;
De 8 a 12 Hz, dores nas costas;
De 10 a 20 Hz, tensão muscular, dor de cabeça, perturbações visuais, dores na traquéia, perturbações na fala.

Quadro 2.2: Condições inaceitáveis às vibrações verticais.

Fonte: Adaptado de Sell, 2002.

Segundo Goldman (1960 apud BERASATEGUI, 2000), as freqüências no eixo vertical, produzidas pelo trator, encontram-se na faixa de 4 a 8 Hz propiciando um efeito de ressonância no corpo humano, em concordância com (ANFLOR, 2003; BALBINOT, 2001; GERGES, 2000; GRIFFIN, 1998; HAUCK, 2001; LINDÉN, 2003; MÁRQUEZ, 1990).

As vibrações afetam em menor grau a musculatura, desencadeando reflexos que têm uma função de proteção, ocorrendo um encurtamento do músculo

como reação à vibração. Para períodos longos instala-se gradativamente a fadiga e então o reflexo deixa de existir (SELL, 2002). Segundo a mesma autora, a ação do músculo contra a vibração explica, por que se verifica um aumento do consumo de energia, da frequência cardíaca e da respiração, quando as pessoas estão expostas a vibrações. Os problemas relacionados a vibrações no corpo humano, de acordo com Sell (2002), são:

- Percepção visual e desempenho psicomotor são afetados;
- Redução da capacidade de visão e percepção de coisas;
- Redução do desempenho visual de operadores de máquinas e de motorista;
- Redução da acuidade visual (imagem não nítida, parece tremer);
- Redução da habilidade manual;
- Redução do tratamento mental de informações e execução de movimentos bem coordenados.

As vibrações verticais que atingem as pessoas pelos pés e pelas nádegas causam desgaste precoce na coluna vertebral, tais como, degeneração dos discos intervertebrais e o desenvolvimento de artrose, além de perturbações no sistema digestivo e o aumento da susceptibilidade a doenças da próstata e hemorróidas (SELL, 2002). Na Figura 2.13, são apresentadas algumas reclamações de tratoristas em função do número de horas/ano trabalhadas.

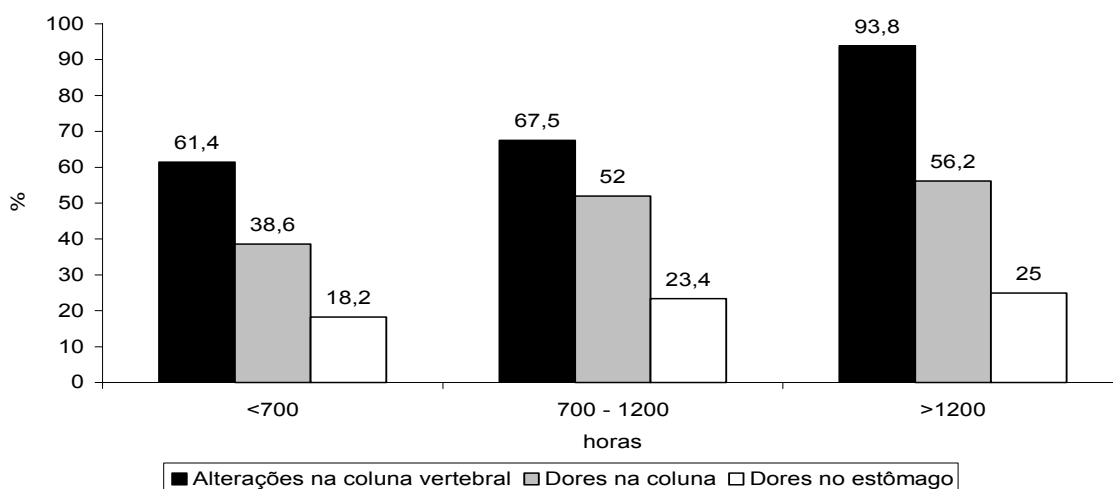


Figura 2.13 – Reclamações dos tratoristas em relação a horas/ano trabalhadas.

Fonte: Sell, 2002.

2.7 VIBRAÇÃO LOCALIZADA

Vibrações localizadas são as que podem atingir certas partes de um corpo, principalmente mãos e braços. Os principais efeitos, devido à vibração no sistema mão-braço, podem ser “de ordem vascular, neurológica, osteoarticular e muscular” (SALIBA et. al., 2002, p. 46).

Yadav & Tewari (1998), determinaram o desempenho humano com respeito às vibrações (coração, pulmão e consumo de oxigênio), mostrando que as vibrações, no volante, podem reduzir o conforto do operador.

Segundo Sell (2002, p. 232), a frequência das vibrações é “a grandeza decisiva para as doenças no sistema mão-braço”, podendo causar, desta forma, desgastes em ossos, juntas e tendões de mãos e braços e com isso podem ocorrer artroses no punho, cotovelo e no ombro.

O fenômeno de *Raynaud's* é definido por Palme et. al. (1998, p. 653), “como uma diminuição dos vasos periféricos e artérias, com uma conseqüente mudança da cor da pele das extremidades”. Para esse fenômeno, a causa mais comum é a exposição à vibração do segmento mão-braço, ocasionando trauma nos vasos sanguíneos, resultando em dilaceração, oclusão ou trombose podendo, conseqüentemente, causar uma redução da pressão sistólica dos dedos (BALBINOT, 2001; PALMER et. al., 1998).

2.8 QUANTIFICAÇÃO DA VIBRAÇÃO

Há quatro fatores físicos importantes para determinar a vibração no corpo humano que são: a intensidade, a frequência, a direção e a duração (tempo de exposição) da vibração (ANFLOR, 2003).

Para Saliba et. al. (2002), a vibração é um movimento oscilatório e, para sua quantificação, podem-se utilizar os parâmetros: deslocamento, velocidade e aceleração. Para efeitos de higiene do trabalho, a avaliação da vibração mede-se através da aceleração, em metro por segundo ao quadrado (m/s^2), ou em decibel (dB).

O conceito de higiene do trabalho, segundo Araújo et. al. (2002, p. 383), “é a ciência dedicada à antecipação, reconhecimento, avaliação e controle de fatores e riscos ambientais originados nos postos de trabalho e que podem causar

enfermidades, prejuízos para a saúde ou bem-estar dos trabalhadores”, reafirmado por (SALIBA et. al., 2002).

A exposição direta a vibrações por tempo prolongado é reconhecida como um fator que acelera as dores nas costas e problemas relacionados à hérnia de disco (BALBINOT, 2001).

As grandezas físicas, importantes para o estudo dos efeitos da vibração sobre as pessoas, de acordo com Sell (2002), são:

- O ponto de contato com o corpo da pessoa: pés e nádegas em veículos;
- A frequência de oscilação;
- A aceleração da oscilação medida em m/s^2 , freqüentemente utiliza-se, também, a aceleração da gravidade $g = 10 m/s^2$;
- O tempo de exposição ou a duração da vibração;
- A direção da vibração.

2.9 MODELO SIMPLIFICADO DO CORPO HUMANO

Cada parte do corpo humano tanto pode amortecer quanto amplificar as ondas mecânicas em virtude da sua complexidade estrutural que é composta por diversos ossos, articulações, músculos e outros órgãos. As reações deste sistema às vibrações mecânicas não ocorrem de maneira uniforme, pois essas partes do corpo podem vibrar na mesma frequência, caracterizando o fenômeno da ressonância (IIDA, 1990).

Para 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, além de duração e dose da exposição.

Todos os materiais possuem uma ou mais frequências naturais de vibração que são intrínsecas ao material e dependem de variáveis tais como: peso, forma, ajuste, constituição física e química (TAVARES, 2000). O corpo humano possui diferentes sensibilidades às diferentes frequências de vibração, desta forma, para que ocorra a ressonância, é necessário que a frequência de excitação se iguale à frequência natural do corpo (GERGES, 2000; TAVARES, 2000).

Na reação do corpo humano em um campo de vibrações e choque, deve-se considerar não apenas a resposta mecânica do sistema mas também o efeito psicológico sobre o indivíduo (GERGES, 2000).

O corpo humano pode ser considerado como um sistema mecânico complexo, de múltiplos graus de liberdade que pode ser representado pelo sistema mola-amortecedor (ANFLOR, 2003; BALBINOT, 2001; GERGES, 2000; MÁRQUEZ, 1990; SALIBA et. al., 2002) (Figura 2.14 e Figura 2.15).

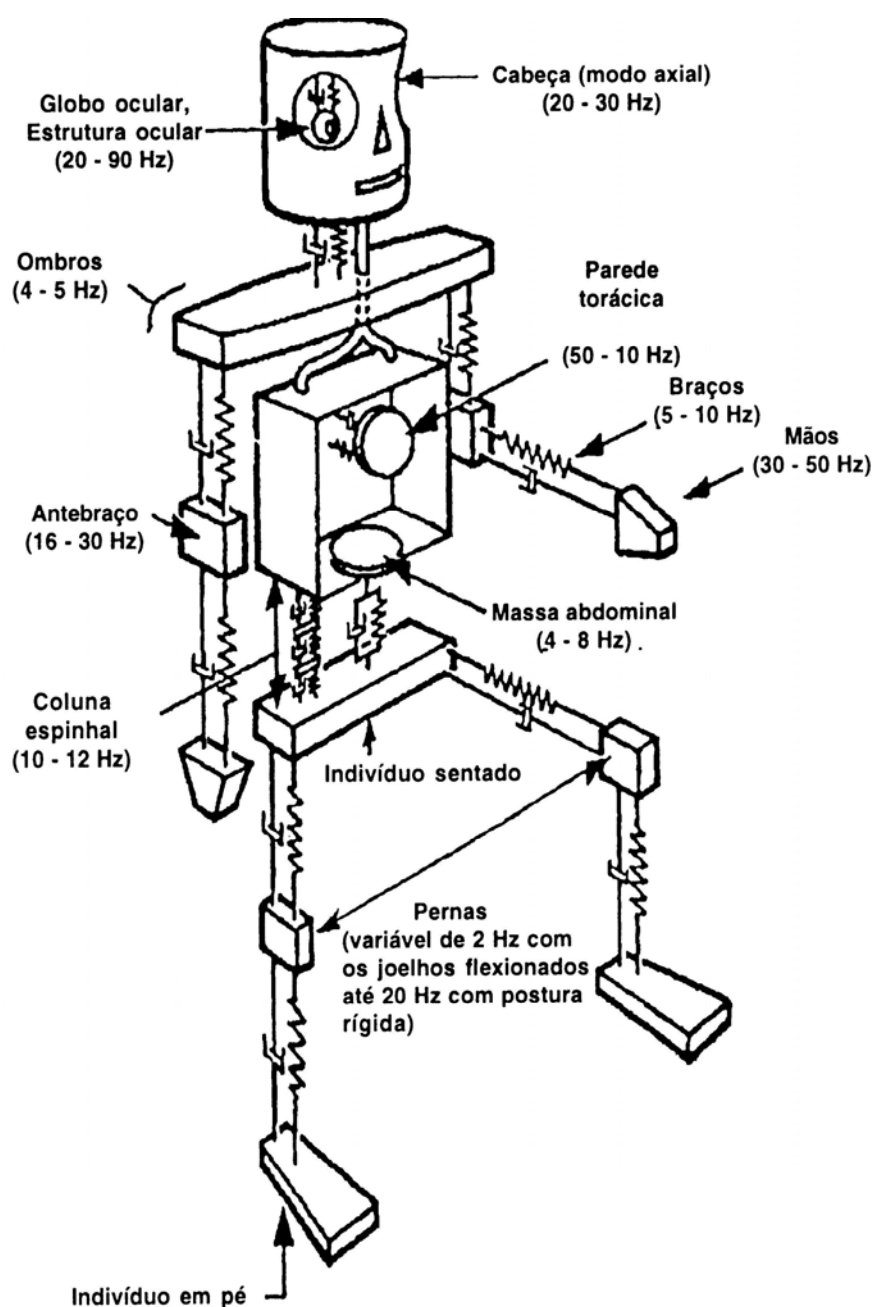


Figura 2.14 – Frequências de ressonância do corpo humano.

Fonte: Anflor, 2003; Márquez, 1990; Saliba et. al., 2002.

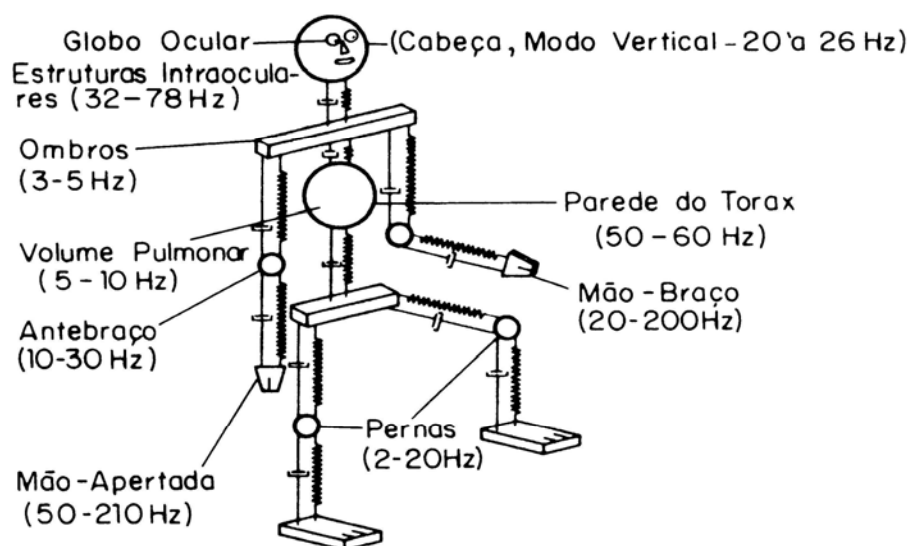


Figura 2.15 – Parâmetros de vibrações ocupacionais.
Fonte: Gerges, 2000.

Na Tabela 2.4, são apresentados diferentes valores de freqüências de ressonância do corpo humano, alguns destes valores diferem de autor para autor.

Tabela 2.4

Freqüências de ressonância de partes do corpo humano.

Partes do corpo humano	(1) (Hz)	(2) (Hz)
Globo ocular, estrutura ocular.	32 – 78	20 – 90
Cabeça (modo vertical)	20 – 60	20 – 30
Ombros	3 – 5	4 – 5
Parede torácica	50 – 60	50 - 60
Volume pulmonar	5 – 10	-----
Coluna espinhal	-----	10 – 12
Massa abdominal	-----	4 – 8
Antebraço	10 – 30	16 – 30
Braços	-----	5 – 10
Mãos	20 – 200	30 – 50
Mãos apertadas	50 – 210	-----
Pernas (joelhos flexionados e postura ereta)	2 – 20	2 – 20

Fonte: (1) Gerges, 2000. (2) Anflor, 2003; Göhlich 1987; Márquez, 1990; Saliba et. al., 2002.

2.10 DIREÇÃO DA VIBRAÇÃO

As vibrações retilíneas (vertical, longitudinal e transversal), que são transmitidas para o corpo humano, são representadas através de um eixo de coordenadas ortogonais conforme é apresentado na Figura 2.16.

As acelerações do eixo do pé (ou das nádegas) para a cabeça são designadas $\pm az$, as acelerações em que o corpo humano se desloca para frente e para trás são designadas $\pm ax$ e as acelerações em que o corpo humano se desloca lateralmente são designadas $\pm ay$.

As vibrações angulares, também chamadas de rotacionais, são parte importante de um ambiente vibratório, tais como tratores e aviões em turbulência. Entretanto, poucas informações sobre os efeitos das vibrações angulares (ou rotacionais) estão disponíveis. Assim, sempre que possível, as vibrações rotacionais que ocorrem em giro (*roll*), arfagem (*pitch*) ou guinadas (*yaw*) devem ser medidas e reportadas, com a finalidade de aumentar o conhecimento sobre a resposta humana a estas excitações (MANSFIELD, 2005; SALIBA et. al., 2002).

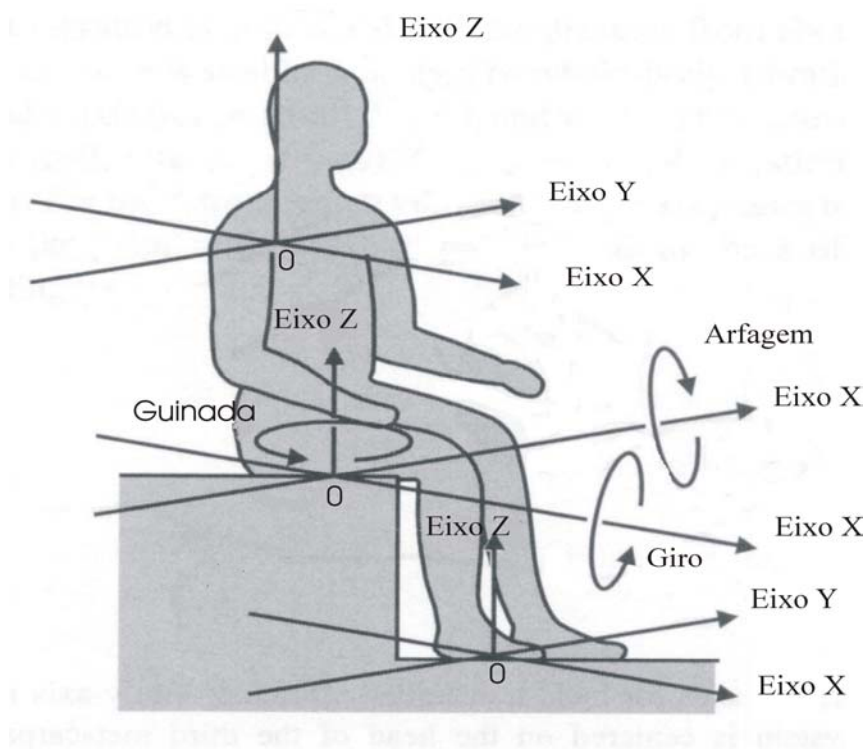


Figura 2.16 - Sistema de coordenadas de vibrações mecânicas (retilíneas e rotacionais) transmitidas ao corpo humano.

Fonte: Adaptado de Mansfield, 2005.

De acordo com Prasad (1995), a vibração rotacional, usualmente, não causa muito desconforto. O mesmo autor também relata que em alguns casos, dependendo do tipo de terreno e da sua declividade, podem causar mais desconforto do que as vibrações verticais.

2.11 AVALIAÇÃO DE VIBRAÇÕES

2.11.1 Função de Densidade Espectral

As funções de densidade espectral fornecem informações sobre os dados no domínio das frequências, tais como, a função de correlação no domínio do tempo. A densidade espectral de potência (DEP) e a correlação fazem parte de um par de transformadas de *Fourier*, que é um procedimento matemático que transfere um conjunto de dados do domínio de tempo para o domínio da frequência sem perda de informação. A série de *Fourier* e a transformada rápida de *Fourier* (FFT), segundo Bloch (2003, p. 44), “devem, certamente, estar entre as descobertas mais importantes do século XIX. Simples, mas extraordinária, a descoberta abriu um campo incrível e rico na matemática e nas aplicações em engenharia e ciência”, que ainda são objeto de intensa pesquisa.

A densidade espectral de potência (DEP) descreve como a energia do sinal está distribuída no domínio da frequência (GERGES, 2000).

Por definição, vibração é “um movimento de oscilação em relação a um ponto fixo” Mansfield (2005, p. 1), entretanto, se este assume o mesmo valor, mas, de sinal diferente, a sua média será zero, pois os valores positivos cancelarão os negativos. Desta forma, a média da aceleração nunca indicará a magnitude do sinal.

Para resolver este problema, aplica-se o sinal original na Equação (1), tornando os valores positivos (GERGES, 2000; MANSFIELD, 2005). A intensidade de vibração, geralmente, é descrita pela aceleração que é expressa, normalmente, em metros por segundo ao quadrado (m/s^2) (GRIFFIN, 1998). Quando os valores de pico forem medidos, devem ser convertidos para valores eficazes (r.m.s.).

$$a_{r.m.s.} = \left(\frac{1}{T} \int_0^T a^2(t) dt \right)^{1/2}, \text{ onde:} \quad (1)$$

$a_{r.m.s}$ - aceleração eficaz em m/s^2 ;

T - Período;

a – aceleração em m/s^2 ;

t - tempo em segundos.

Segundo Regazzi & Ximenes (2003), o valor eficaz é a medida mais importante de amplitude pois leva em conta tanto a cronologia da onda como também considera o valor da amplitude da aceleração que está, diretamente, ligado à energia contida na mesma e, por conseguinte, indica o poder destrutivo da vibração. Na Equação (2), é apresentada a transformada rápida de *Fourier* (FFT).

$$F(w) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(t) e^{-iwt} dt, \text{ onde:} \quad (2)$$

F(w) - é o espectro do domínio da freqüência;

f(t) - é a forma de onda no domínio do tempo;

Segundo Gerges (2000, p. 107), “os filtros devem satisfazer as normas internacionais e nacionais para cada classe, dependendo da precisão da sua curva de resposta de freqüência”. O mesmo autor relata que,

a análise com largura percentual constante é geralmente realizada em escala logarítmica de freqüências e é usada para comparar respostas dos sistemas mecânicos ou acústicos e permitem que uma ampla gama de freqüências possa ser plotada num quadro compacto. Além disso, é o método mais usado na medição de vibrações e ruído em bandas de 1/1, 1/3, 1/12 ou 1/24 de oitava (GERGES 2000, p. 106).

Os filtros de banda percentuais constante, mais usados, são os de 1/1 e 1/3 de oitava (GERGES, 2000). A Equação (3) é para a freqüência central, a Equação (4) é para a freqüência inferior e a Equação (5) é para a freqüência superior.

$$f_c = \sqrt{f_1 f_2} \quad (3)$$

$$f_1 = 2^{-\frac{n}{2}} f_c \quad (4)$$

$$f_2 = 2^{+\frac{n}{2}} f_c, \text{ onde} \quad (5)$$

f_c – frequência central;

f_1 – frequência inferior;

f_2 – frequência superior;

n – Filtro em banda de 1/3 de oitava.

O espectro de frequência recomendado pela norma ISO 2631 (1997) compreende as frequências, em banda de 1/3 de oitava, conforme a Tabela 2.5:

Tabela 2.5
Frequências em banda de 1/3 de oitava.

f1 (Hz)	f _c (Hz)	f2 (Hz)	f1 (Hz)	f _c (Hz)	f2 (Hz)
0,89	1,0	1,12	8,91	10,0	11,22
1,12	1,25	1,4	11,22	12,5	14,13
1,4	1,6	1,78	14,13	16,0	17,78
1,78	2,0	2,42	17,78	20,0	22,39
2,42	2,5	2,82	22,39	25,0	28,18
2,82	3,15	3,55	28,18	31,5	35,48
3,55	4,0	4,47	35,48	40,0	44,67
4,47	5,0	5,62	44,67	50,0	56,23
5,62	6,3	7,08	56,23	63,0	70,79
7,08	8,0	8,91	70,79	80,0	89,1

Fonte: Adaptado de Gerges, 2000.

2.11.2 Aceleração Eficaz Ponderada

Segundo Balbinot (2001, p. 11), os limites de tolerância, definidos pela ISO 2631 (1997), correspondem aproximadamente à “metade do limiar da dor ou tolerância voluntária de pacientes saudáveis em pesquisas de laboratório e que os efeitos da vibração na saúde e no conforto são dependentes do conteúdo de frequência da vibração”. Desta forma, na Tabela 2.6, são apresentados os fatores de ponderação em relação às frequências em banda de 1/3 de oitava. (ISO 2631, 1997).

Para pessoas sentadas, o fator de compensação é “1” para as normas ISO 2631 (1974, 1978, 1985 e 1997) relativo ao eixo z. Para os eixos x e y, na norma ISO 2631 (1997), deve-se aplicar o fator de compensação de 1,4.

Tabela 2.6

Fatores de ponderação para cada faixa de frequência em banda de 1/3 de oitava para o eixo z.

Frequência (Hz)	Fatores de ponderação (w)	Frequência (Hz)	Fatores de ponderação (w)
1,0	0,482	10,0	0,902
1,25	0,484	12,5	0,768
1,6	0,494	16,0	0,636
2,0	0,531	20,0	0,513
2,5	0,631	25,0	0,405
3,15	0,804	31,5	0,314
4,0	0,967	40,0	0,246
5,0	1,039	50,0	0,246
6,3	1,054	63,0	0,186
8,0	0,988	80,0	0,132

Fonte: ISO 2631 (1997).

O total de aceleração eficaz ponderada para cada eixo pode ser calculada usando-se a Equação (6), com os fatores de compensação para o eixo “Z”.

$$a_{w_r.m.s.} = \left(\frac{1}{T} \int_0^T (a_w)^2(t) dt \right)^{1/2}, \text{ onde:} \quad (6)$$

$a_{w_r.m.s}$ – aceleração eficaz (r.m.s) ponderada total equivalente;

a_w – aceleração ponderada para cada eixo;

T – período total de exposição;

t – tempo em segundos.

Quando são medidas acelerações nos três eixos (x, y e z) deve-se utilizar a Equação (7) para calcular a aceleração ponderada global.

$$a_{xyz} = \left((1,4a_{wx})^2 + (1,4a_{wy})^2 + (a_{wz})^2 \right)^{1/2}, \text{ onde:} \quad (7)$$

a_{xyz} – aceleração ponderada global;

a_{wx} – aceleração ponderada no eixo x;

a_{wy} – aceleração ponderada no eixo y;

a_{wz} – aceleração ponderada no eixo z.

O valor da aceleração ponderada global (a_{xyz}) poderá ser substituído pelo valor de aceleração mais elevado (a_{wz}) caso os outros valores sejam inferiores. Neste caso, existe uma direção (eixo z) privilegiada em relação as outras (eixos x e y) (MANSFIELD, 2005).

Segundo Balbinot (2001), os meios de transporte, as vibrações mais intensas são transmitidas no eixo z.

2.11.3 Faixa de Frequência

A norma ISO 2631 (1985), apresenta as curvas ISO sensitivas que vão de 1 min (um minuto) até 24 h (vinte e quatro horas). Estes limites estabelecem as acelerações máximas para as frequências de 1 a 80 Hz em banda de 1/3 de oitava. Segundo Mansfield (2005), as vibrações de 1,5 a 16 Hz são típicas em automóveis,

veículos de transporte e em ônibus. O espectro de freqüências é utilizado para demonstrar as intensidades das acelerações para cada faixa de freqüência.

Na Figura 2.17, são apresentadas as curvas do tempo de exposição relacionado à saúde, conforto e fadiga para o eixo z, para a faixa de freqüência de 1 a 80 Hz. Através das acelerações eficazes ponderadas pode-se delimitar o tempo de exposição máxima às vibrações ocupacionais (ANFLOR, 2003; BALBINOT, 2001; GERGES, 2000; MANSFIELD, 2005; SALIBA et. al., 2002).

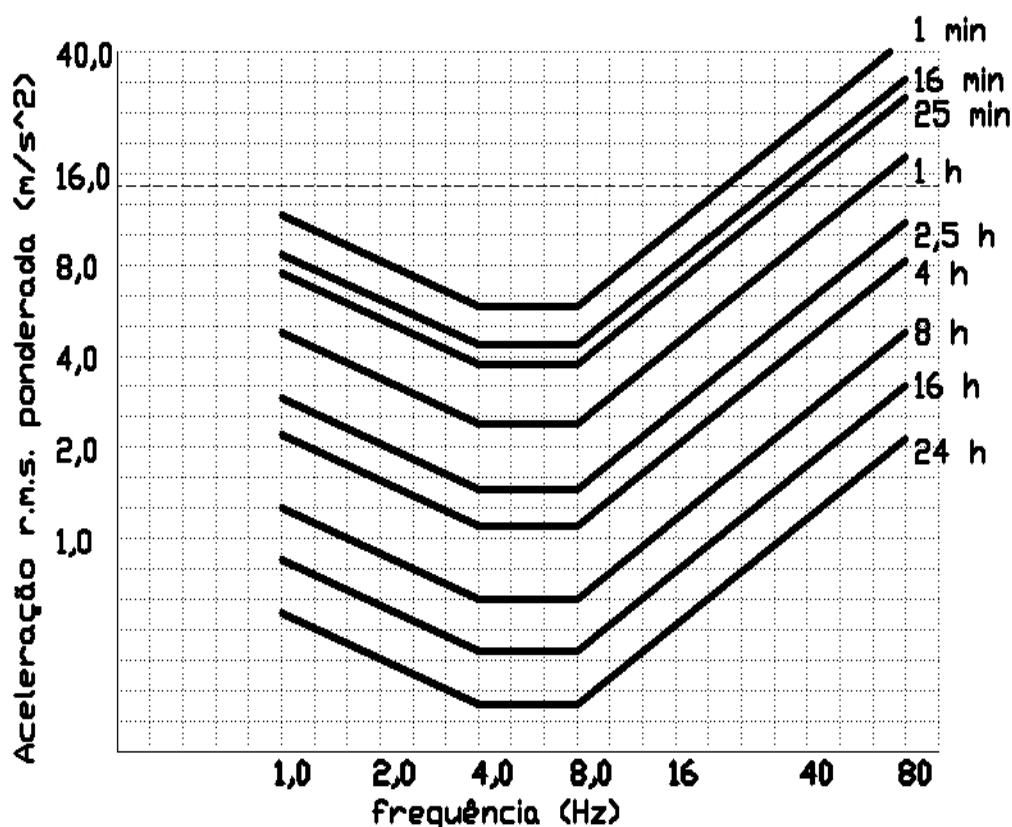


Figura 2.17 - Curvas ISO sensíveis para aceleração vertical.

Fonte: ISO 2631 (1985).

A norma ISO 2631 (1997), apresenta valores de aceleração eficaz ponderada global (Tabela 2.7), os quais indicam a reação dos indivíduos em relação ao conforto quando expostos à vibração, relatam (ANFLOR, 2003; BALBINOT, 2001; GERGES, 2000; MANSFIELD, 2005).

Tabela 2.7

Aceleração eficaz ponderada como uma indicação das reações com relação ao conforto.

Aceleração (m/s ²)	Reações com relação ao conforto
< 0,315	Confortável
0,315 a 0,63	Pouco Desconfortável
0,5 a 1,0	Razoavelmente desconfortável
0,8 a 1,6	Desconfortável
1,25 a 2,5	Muito Desconfortável
> 2,5	Extremamente Desconfortável

Fonte: ISO 2631 (1997).

Segundo Tewari & Prasad (1999), desde que as características de conforto nos assentos dos operadores de tratores agrícolas começaram a ser estudadas, consideráveis mudanças nos projetos tornaram-se essenciais no controle da postura dos operadores e no conforto dos assentos.

Segundo Anflor (2003, p. 18), nas normas ISO 2631 (1974, 1978 e 1985), anteriores a ISO 2631 (1997), eram apresentados três limites de exposição do corpo humano à vibração que são: “limite de conforto, limite de fadiga e limite de exposição”. Segundo a mesma autora, a partir da nova edição, estes limites não são mais citados.

Em relação aos efeitos da vibração na saúde, a ISO 2631 (1997), apresenta um gráfico que determina uma zona de cuidado para períodos entre 4 e 8 horas, para os quais ocorrem a maioria das exposições ocupacionais (Figura 2.18).

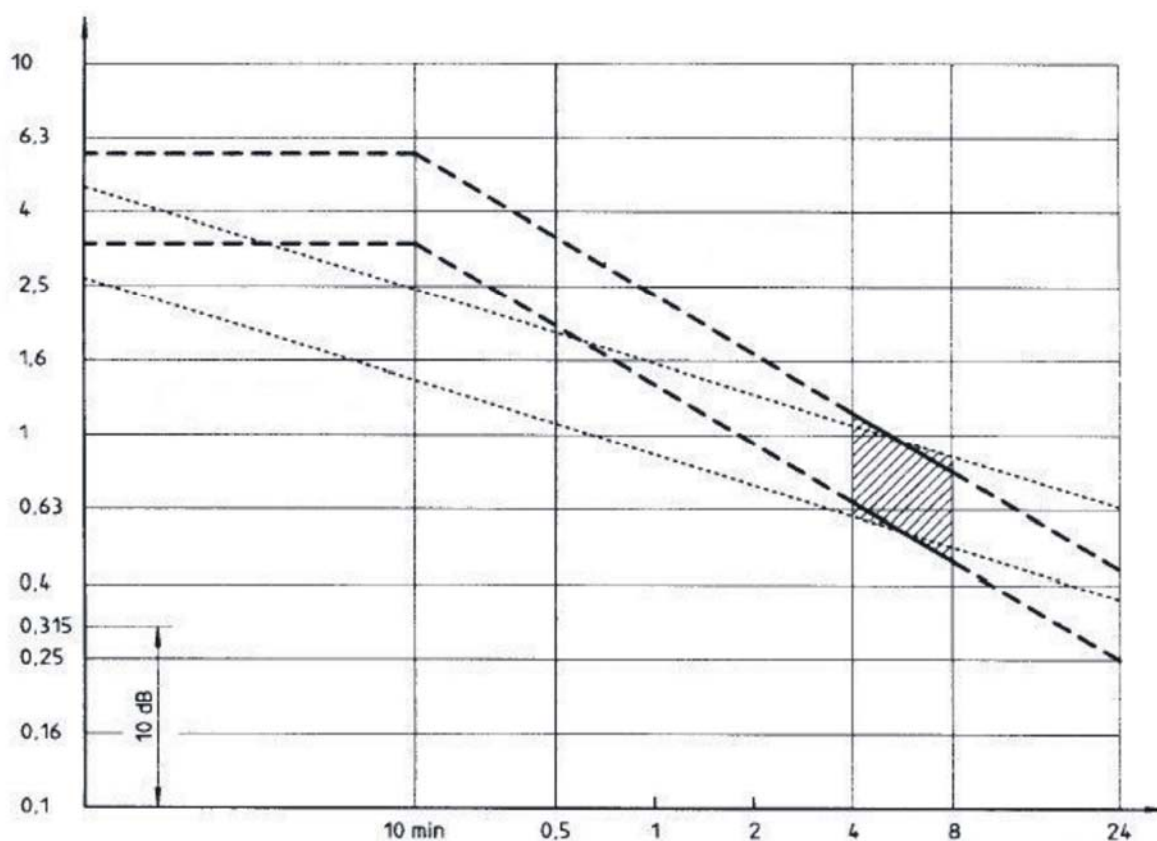


Figura 2.18 – Zonas de cuidado e orientação à saúde.
Fonte ISO 2631 (1997).

2.11.4 Transmissibilidade

segundo Mansfield (2005), a definição de transmissibilidade é a razão entre a energia medida no ponto de entrada pela energia medida no ponto de saída com mesma direção.

A ISO 2631 (1997), apresenta uma equação que leva em conta a relação entre a magnitude e a duração de todos os períodos que é o valor da dose de vibração (VDV) conforme a Equação (8):

$$VDV = \left\{ \int_0^T [a_w(t)]^4 dt \right\}^{1/4}, \text{ onde:} \quad (8)$$

VDV – valor da dose de vibração ($m/s^{1,75}$)¹¹;

a_w – aceleração compensada, segundo a direção medida (m/s^2);

T – período total de exposição;

t – tempo em segundos.

O método mais direto, de medição da transmissibilidade de um assento é comparar a aceleração, no assento e na base do assento pois muitos métodos alternativos foram propostos para quantificar o conforto dinâmico de um assento (GRIFFIN, 1998). O mais usado é o método fornecido pela ISO 2631 que é conhecido como SEAT%, que fornece um método numérico simples para avaliar a eficiência da isolação do assento. Cabe ressaltar que um assento somente necessita apresentar uma boa isolação da vibração nas frequências em que é exposto, quando em uso (ANFLOR, 2003; BALBINOT, 2001; MANSFIELD, 2005; SANTOS, 2002), o SEAT% é obtido através da Equação (9):

$$SEAT\% = \frac{VDV_{no_assento}}{VDV_{no_piso}} \times 100, \text{ onde:} \quad (9)$$

SEAT% - *Seat Effective Amplitude Transmissibility*;

VDV - valor da dose de vibração ($m/s^{1,75}$).

Um valor SEAT% de 100 % indica que não existe melhora ou degradação no desconforto produzido pelo assento, se o valor do SEAT% for maior do que 100 %, o desconforto causado pela vibração é aumentado pelo assento e se o SEAT% for menor do que 100 % indica que o assento isolou parte da vibração (ANFLOR, 2003; BALBINOT, 2001; MANSFIELD, 2002; SANTOS, 2002).

Paddan & Griffin (2002), avaliaram a eficiência de isolamento das vibrações em 100 veículos comerciais, em várias categorias (carros, furgões, caminhões, carretas, tratores, ônibus, escavadoras, helicópteros, veículos blindados, guindastes, e cortadores de grama). A eficiência do isolamento foi expressa pelo valor de SEAT%. Esses valores foram obtidos, de forma, que cada assento pudesse ser trocado de veículo sem alterar sua transmissibilidade. Foi concluído que a

¹¹ ($m/s^{1,75}$) – Unidade de acordo com a norma ISO 2631.

severidade de exposições das vibrações, no corpo humano, em muitos ambientes de trabalho, podem ser diminuídas através de melhorias nos projetos dos assentos.

Hostens et al. (2003), relatam que os valores de SEAT% são incrementados quando os assentos não possuem amortecimento de fim de curso, devido às vibrações de impacto. Já, Van Niekerk et al. (2003), salientam que o valor SEAT% apresenta limitações quanto à confiabilidade, pois não há ainda estudos definitivos, suficientemente seguros, demonstrando a sua eficiência na predição do conforto humano.

Mansfield (2005), explica que somente o valor SEAT% não é suficiente para demonstrar a eficiência ou ineficiência do sistema de suspensão do assento, sendo necessárias outras análises.

Anflor (2003), realizou um estudo para determinar e avaliar a transmissibilidade da vibração no corpo humano além de desenvolver um modelo numérico de quatro graus de liberdade representativa do sistema assento e corpo humano. A autora realizou medições de transmissibilidade da vibração no corpo humano na posição sentado num assento comumente utilizado por motoristas de ônibus urbanos. As medições foram realizadas no eixo z, de acordo com as recomendações da norma ISO 2631 (1974 e 1997). O grupo estudado nos experimentos foi composto de por cinco indivíduos, sendo três homens e duas mulheres. Foi avaliada 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 indicaram que o sistema apresentou uma amplificação da transmissibilidade entre o assento e o piso em até 2,5 vezes, enquanto que, para as demais transmissibilidades (pélvis/assento, ombro/assento e cabeça/assento) houve uma atenuação gradual da transmissibilidade.

Além do experimento citado anteriormente, Anflor desenvolveu um modelo linear de quatro graus de liberdade para representar o comportamento biodinâmico de indivíduos brasileiros submetidos a vibrações forçadas provenientes de sinais medidos em ônibus urbanos numa faixa de 4 a 40 HZ.

Na Figura 2.19 é apresentado o sistema de quatro graus de liberdade que, segundo Anflor (2003), é composto por massas que representam determinadas partes do corpo humano e o assento em estudo. Elementos como molas e amortecedores unem essas massas.

- K1 – representa a constante de rigidez do sistema do banco;
- K2 - representa a constante de rigidez das coxas e da pélvis;
- K3 - representa a constante de rigidez da espinha torácica e espinha lombar;
- K4 – representa a constante de rigidez da espinha cervical;
- C1 – representa a constante de amortecimento do sistema do banco;
- C2 - representa a constante de amortecimento das coxas e da pélvis;
- C3 - representa a constante de amortecimento da espinha torácica e espinha lombar;
- C4 - representa a constante de amortecimento da espinha cervical;
- M1 – massa do assento;
- M2 – massa referente às coxas, ao plexo sacral, quinto sacral e primeiro coccígeo;
- M3 – massa referente às vértebras torácicas, plexo lombar, plexo braquial e braços;
- M4 – massa referente à cabeça e ao plexo cervical;
- X1 – deslocamento da massa do assento;
- X2 – deslocamento da massa referente as coxas, ao plexo sacral, quinto sacral e primeiro coccígeo;
- X3 – deslocamento da massa referente às vértebras torácicas, plexo lombar, plexo braquial e braços;
- X4 – deslocamento massa referente à cabeça e ao plexo cervical.

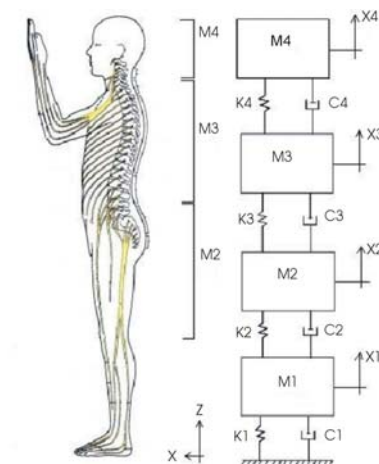


Figura 2.19 - Esquema da divisão do modelo de quatro graus de liberdade.

Fonte: Adaptado de Anflor, 2003.

O modelo representado na Figura 2.19, pode ser expressa sob forma matricial, conforme as Equações (10) e (11).

$$[\vec{M}]\{\ddot{\vec{x}}\} + [\vec{C}]\{\dot{\vec{x}}\} + [\vec{K}]\{\vec{x}\} = [\vec{F}], \text{ onde:} \quad (10)$$

$[\vec{M}]$ - matriz de massa;

$[\vec{C}]$ - matriz dos coeficientes de amortecimento;

$[\vec{K}]$ - matriz das constantes de rigidez;

$[\vec{F}]$ - matriz das forças atuantes no sistema;

$\ddot{\vec{x}}$ - vetor aceleração;

$\dot{\vec{x}}$ - vetor velocidade;

\vec{x} - vetor deslocamento.

$$\begin{pmatrix} m1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m4 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_3 \\ \ddot{x}_4 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} k_1+k_2 & -k_2 & 0 & 0 \\ -k_2 & k_2+k & -k_3 & 0 \\ 0 & -k_3 & k_3+k_4 & -k_4 \\ 0 & 0 & -k_4 & k_4 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} (c_1-c_2) & -c_2 & 0 & 0 \\ -c_2 & (c_2+c_3) & -c_3 & 0 \\ 0 & -c_3 & (c_2+c_4) & -c_4 \\ 0 & 0 & -c_4 & c_4 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F(t) \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (11)$$

A autora relata que seus resultados indicaram que a curva de transmissibilidade entre o assento e o ombro, o erro foi de 37,78% (Figura 2.20). Observa-se que a curva numérica obteve uma aproximação significativa à curva experimental.

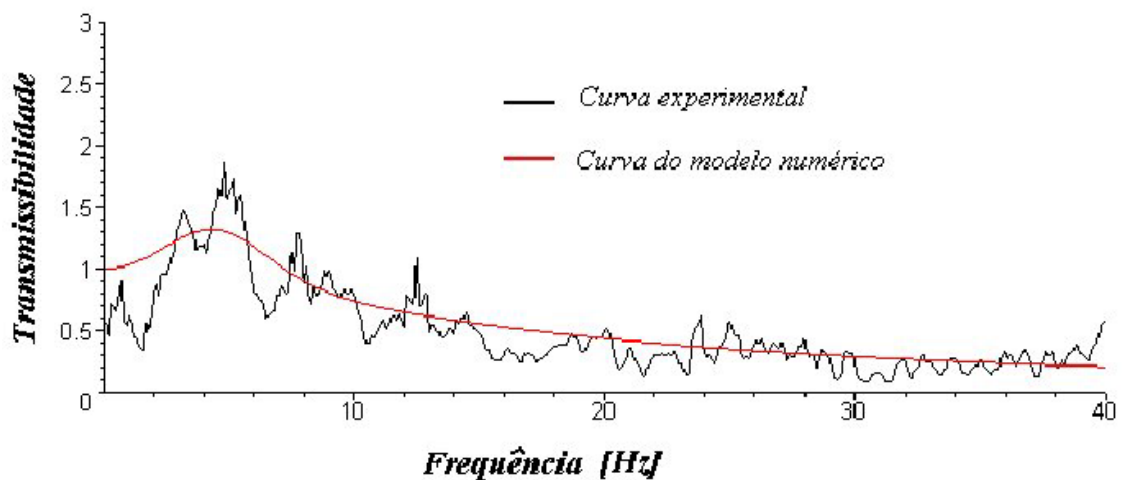


Figura 2.20 -. Transmissibilidade entre o assento e o ombro.

Fonte: Adaptado de Anflor, 2003.

Entretanto, para as curvas de transmissibilidade entre o assento e o piso apresentam um erro de 17,7%. A autora ainda relata que, apesar dos valores de erro percentual terem sido relativamente elevados, os valores de ambas as curvas de transmissibilidade numérica apresentam resultados de ajustes próximos às curvas experimentais (Figura 2.21).

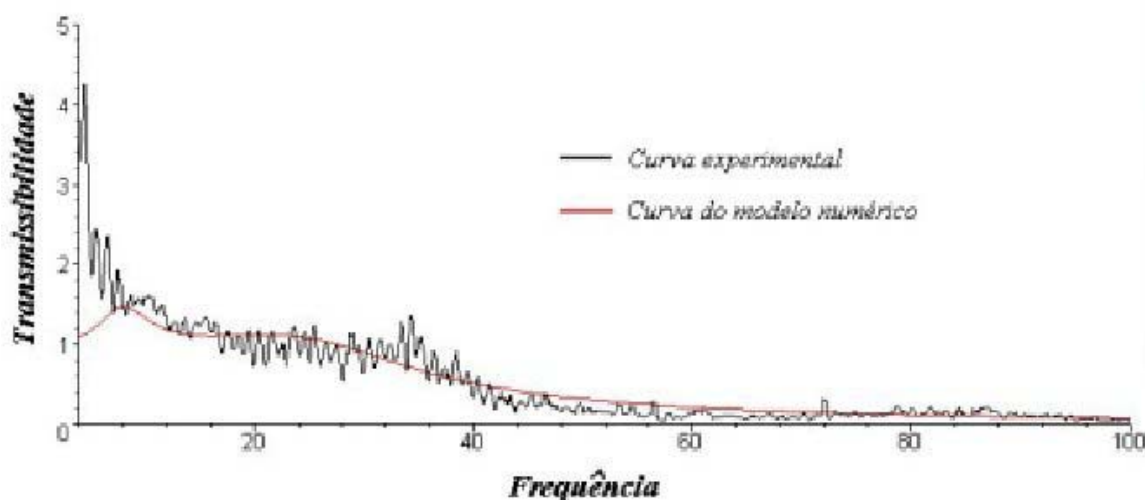


Figura 2.21 - Transmissibilidade entre o piso e o assento.

Fonte: Adaptado de Anflor, 2003.

2.12 COMENTÁRIOS FINAIS

Nesse capítulo, foi apresentada a revisão bibliográfica sobre postos de operação em tratores agrícolas, características, ajustes, recomendações e dimensões para assentos, conceitos sobre vibrações ocupacionais em tratores, vibrações de corpo inteiro e no segmento mão-braço, quantificação, avaliação, condições inaceitáveis e problemas relacionados a vibrações no corpo humano, frequências de ressonância do corpo humano, normas e transmissibilidade. Estes assuntos fundamentaram o próximo capítulo que descreverá a metodologia utilizada para a realização do ensaio de vibração ocupacional.

CAPÍTULO 3 - MATERIAL E MÉTODOS

Nesse capítulo serão apresentados o material e a metodologia utilizada na realização do ensaio, serão descritas as características do trator agrícola, do posto de operação, do assento, da semeadora, do sistema de aquisição de dados, da área do experimento, do delineamento experimental e, por fim, será apresentado um exemplo da obtenção da aceleração ponderada global a partir da aceleração no domínio do tempo.

Esse ensaio foi baseado no oitavo anexo, da décima quinta Norma Regulamentadora de Saúde e Segurança do Trabalho (NR 15, A-8), intitulado atividades e operações insalubres, que indica a utilização da ISO 2631 (1997), *Mechanical vibration and shock, evaluation of human exposure to whole-body vibration*¹², para a análise das vibrações ocupacionais.

3.1 LOCALIZAÇÃO DO EXPERIMENTO

O experimento foi realizado na propriedade do Sr. Renan Mallmann de Oliveira, no 1º distrito do município de Capão do Cipó, distante 353 km de Porto Alegre, Rio Grande do Sul, Brasil. Longitude de 29° 03' 34" ao Sul e latitude de 54° 35' 06" a Oeste de Greenwich. As coordenadas foram adquiridas através de GPS instalado na colhedora utilizada na área experimental.

3.2 CARACTERÍSTICAS DO TRATOR

O trator, utilizado nesse ensaio, era da marca *New Holland*¹³, modelo TL 85 E, ano 2002, com tração 4x2 TDA, possuía acionamento eletro hidráulico, a capacidade do tanque de combustível era de 110 L de óleo Diesel, sendo que o tanque, o radiador e o reservatório de fluídos de lubrificação e hidráulicos encontravam-se cheios. Esse trator possuía massa sem lastro de 3.410 kg e com lastro de 4.030 kg, portanto pertence aos da classe II que pesam entre 3.600 a 5.000 kg (MÁRQUEZ, 1990).

¹² Avaliação da exposição do corpo humano a vibração ocupacionais, vibrações mecânicas e choque.

¹³ A citação de marcas e modelos comerciais não implica em nenhuma forma de recomendação por parte do autor.

O motor era *MWM-International* Turbo de quatro tempos, 4 cilindros verticais em linha, potência de 65 kW (88 cv) a 2500 rpm, possuía injeção direta. A embreagem era do tipo dupla, de acionamento independente.

A transmissão do trator utilizado era sincronizada, com doze marchas para frente e a ré, o bloqueio do diferencial era mecânico com atuação no eixo traseiro. Possuía tomada de força independente, através de acionamento mecânico, com rotação de 540 rpm e o diâmetro do eixo era de 35 mm com seis estrias.

Os pneus traseiros eram 18.4 x 30 R1 10 lonas da *Goodyear*[®], com lastro de 320 L de água. Os pneus dianteiros eram 12.4 x 24 R1 6 lonas da *Goodyear*[®], com lastro de 115 L de água.

Schlosser (2001), conceitua pressão de insuflagem como a pressão de ar que está contida dentro de um pneu. Os pneus dos tratores agrícolas são responsáveis pelo amortecimento das vibrações, isto se deve aos sistemas de amortecimentos mais sofisticados serem muito limitados, em nível comercial (HILBERT et al., 2004).

Ferreira et al. (2006), realizaram uma pesquisa com 125 tratores agrícolas 4x2 e 4x2 com TDA, sendo 74 usados e 51 novos, na região de Santa Cruz do Sul, Santa Maria e Pelotas, no estado do Rio Grande do Sul, Brasil. Os autores constataram que, para os tratores 4x2 TDA usados, 8,33 % estavam com a pressão de insuflagem recomendada pelo fabricante, 52,78 % abaixo e 38,89 % acima, sendo que a menor pressão encontrada foi de 48,3 kPa e a maior foi de 227,5 kPa.

Diante deste contexto, antes do início do ensaio, foram realizadas as medições das pressões nos quatro pneus do trator. O valor encontrado foi de 138 kPa (20 Lb/pol²). A pressão máxima recomendada pelo fabricante para os pneus traseiros era de 179 kPa (26 Lb/pol²) e para os dianteiros era de 165 kPa (24 Lb/pol²). Segundo Schlosser (2002), as pressões mínimas para pneus diagonais e radiais são em torno de 80 kPa (11,6 Lb/pol²).

Portanto, para facilitar a realização do trabalho a campo, foi decidido crescer e decrescer 41,3 kPa (6 Lb/pol²), da pressão encontrada nos pneus. Embora a pressão dos pneus dianteiros tenha ficado 13,7 kPa (2 Lb/pol²), acima da pressão recomendada pelo fabricante, ficou dentro do cenário relatado por Ferreira et al. (2006).

Interagindo com cada uma das três pressões de insuflagem dos pneus, foram utilizadas duas velocidades de deslocamento para a semeadura, pois,

segundo Mialhe (1996), as velocidades de máquinas para semeadura de precisão tratorizadas podem ser em torno de 4,5 e 7 km/h.

3.3 DETALHES DO POSTO DE OPERAÇÃO

O trator utilizado no ensaio possuía posto de operação do tipo plataformado, sem presença de cabine, continha estrutura de proteção contra capotamento (EPCC) do tipo arco de segurança, com dois pontos de fixação (Figura 3.1). Rozin (2004), em seus estudos, relata que o posto de operação do TM 85 E, atende a 25% da conformidade com a norma ISO 15077 (1996)¹⁴ e, mesmo assim, devido às suas características ergonômicas e de segurança, ficou classificado em 19º lugar de 35 colocações. Como parâmetro de comparação, foi usado o índice ergonômico que tem por objetivo diferenciar os tratores agrícolas no que se refere a suas características de ergonomia e de segurança presentes nos postos de operação.



Figura 3.1 – Trator utilizado no ensaio.

Nota: Foto meramente ilustrativa.

¹⁴ *Tractors and Machinery for Agriculture and Forestry – Operator Controls – Actuating Forces. Their Displacement and Location.*

3.4 DETALHES DO ASSENTO

O assento do trator era original de fábrica e, antes do início do ensaio, foi ajustado para o peso e tamanho do operador. Cabe salientar que o assento do TM 85 E apresentou 22,9 % de conformidade com a norma NBR ISO 4253 (1999)¹⁵ (ROZIN, 2004).

O sistema de amortecimento funcionava através do estofamento e do sistema mola-amortecedor. Na Figura 3.2 (a), é apresentada, a vista traseira do assento do trator, onde estava situado o sistema mola-amortecedor. Na Figura 3.2 (b), é apresentado o manípulo de ajuste de rigidez, que, ao girar no sentido horário, fazia com que a suspensão ficasse mais rígida e, ao girar no sentido anti-horário, mais flexível. Nas Figuras 3.2 (c) e (d), são apresentados, os ajustes máximo (120 Kg) e mínimo (50 kg), localizados atrás do assento.



(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 3.2 – Sistemas de ajustes de amortecimento do assento.

¹⁵ Tratores agrícolas – acomodação do assento do operador – dimensões.

Nas Figuras 3.3 (a) e (b), são apresentados os ajustes do plano horizontal (para frente e para trás), realizados através de uma alavanca que fica abaixo e à esquerda. Puxando-a para cima, o assento fica livre, deslocando-se no eixo horizontal, assim o ajuste torna-se possível.

O ajuste do plano vertical, para cima e para baixo, é apresentado nas Figuras 3.3 (c) e (d), realizado através de parafusos laterais.

O assento não possui ajuste de inclinação do encosto e nem encosto para a cabeça. Possuía descanso para os braços que podiam, também, ser virados totalmente para cima, deixando os braços livres.



(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 3.3 – Ajustes horizontal e vertical do assento.

3.5 SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS

O sistema de aquisição de dados, constituído por transdutores, pré-amplificadores e por um conversor analógico-digital (A/D) microprocessado, foi projetado, construído e aferido no Centro de Estudos em Energia e Meio Ambiente (CEEMA) da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM). Os acelerômetros foram adquiridos através de amostras gratuitas junto ao fabricante.

Arauto Júnior (2004), definiu transdutores como dispositivos que transformam sinais, neste caso, vibratórios, em sinais mensuráveis.

Como transdutores de vibrações foram utilizados dois acelerômetros que, segundo Gerges (2000), são sensores utilizados para medir as acelerações. Arauto Júnior (2004) salienta que os acelerômetros devem ser do tipo sísmico, pois devem medir o parâmetro de interesse por meio de comparação com um sistema de referência.

Os acelerômetros utilizados eram do tipo capacitivo fabricados pela *Analog Device*[®]. Para o suporte do assento, foi utilizado o modelo ADXL 321 (± 18 g) e, para o assento, o modelo ADXL 320 (± 5 g). Ambos podem ser alimentados com tensão de 2,4 a 6 Volts, suportam temperaturas de -20 a $+70^\circ$ C, e as dimensões eram de 4 x 4 x 1,45 mm.

Foram utilizados dois pré-amplificadores, um para cada acelerômetro que, segundo Arauto Júnior (2004) & Gerges (2000), servem para condicionar o sinal de saída, compensar a resistência e a capacitância dos cabos, amplificar os sinais fracos e transformar as altas impedâncias de saída em sinais fracos do transdutor.

O conversor analógico-digital (A/D) microprocessado serviu para fazer a conversão dos dados analógicos enviados pelos transdutores para dados digitais, possuía dois canais, um para cada acelerômetro. A frequência de amostragem foi de 1 MHz. A resolução foi de 10 Bits, o que permite uma resolução de até 1/1024 partes do fundo de escala.

A tensão de alimentação do sistema de aquisição de dados foi de 5 Volts, sendo utilizada uma bateria de 9 Volts para alimentar todo o sistema.

Na Figura 3.4, é apresentado um diagrama esquemático do sistema de aquisição de dados, incluindo o computador utilizado para a coleta dos dados. A interface com o computador foi realizada através de cabo USB 2.0 com 5 metros de comprimento.

O sistema de aquisição foi condicionado em uma caixa de 120 x 100 x 250 mm (Figura 3.5).

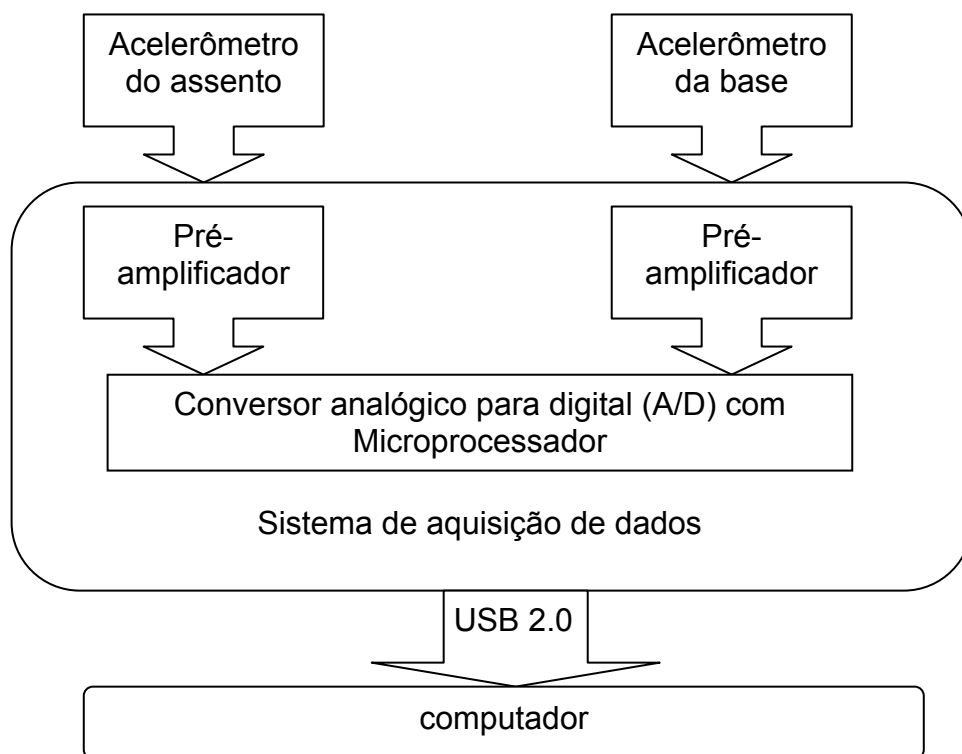


Figura 3.4 – Diagrama esquemático do sistema de aquisição de dados.



Figura 3.5 – Placa de aquisição de dados.

O armazenamento dos dados realizou-se através de um *notebook* da marca *Acer*® 5002 WLMI, AMD 1,6 GHz *Turion*™ 64 Bits, 1 GB DDR, 100 GB de HDD.

O encapsulamento para o acelerômetro utilizado na interface operador-assento, apresentado na Figura 3.6, tem diâmetro de 250 mm e 20 mm de espessura, em conformidade com a norma ISO 2631 (1997). O encapsulamento do acelerômetro utilizado na base do assento foi uma caixa de 25 x 30 x 40 mm (Figura 3,7).

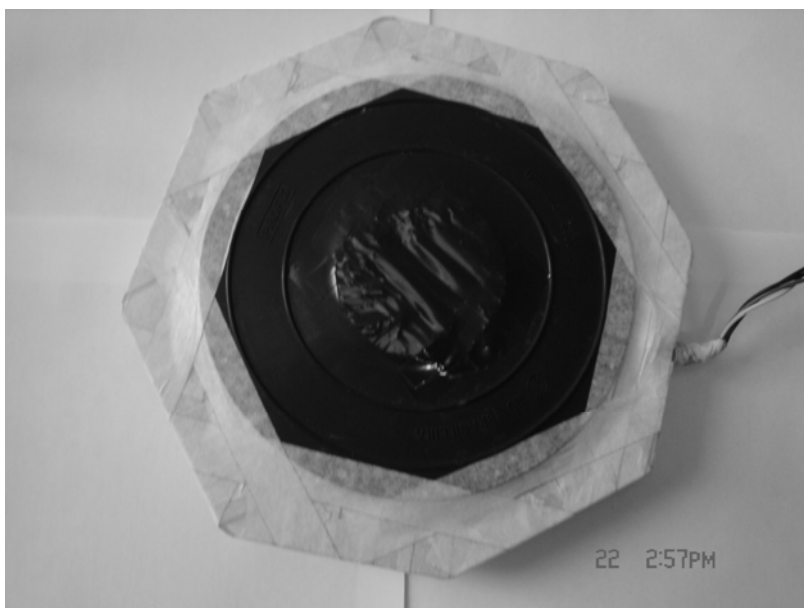


Figura 3.6 – Encapsulamento do acelerômetro (interface operador-assento).

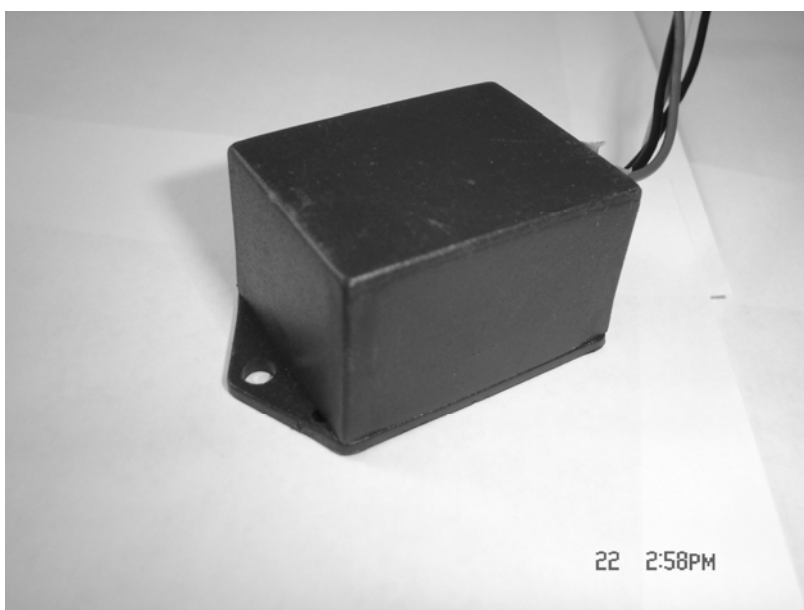


Figura 3.7 – Encapsulamento do acelerômetro da base do assento.

A leitura e captura dos dados foi através do programa *Hyper Terminal*, versão 5.1 da *Hilgraeve Monroe*[®] (Figura 3.8). O tratamento dos dados foi realizado no programa EXCEL da *Microsoft*[®].

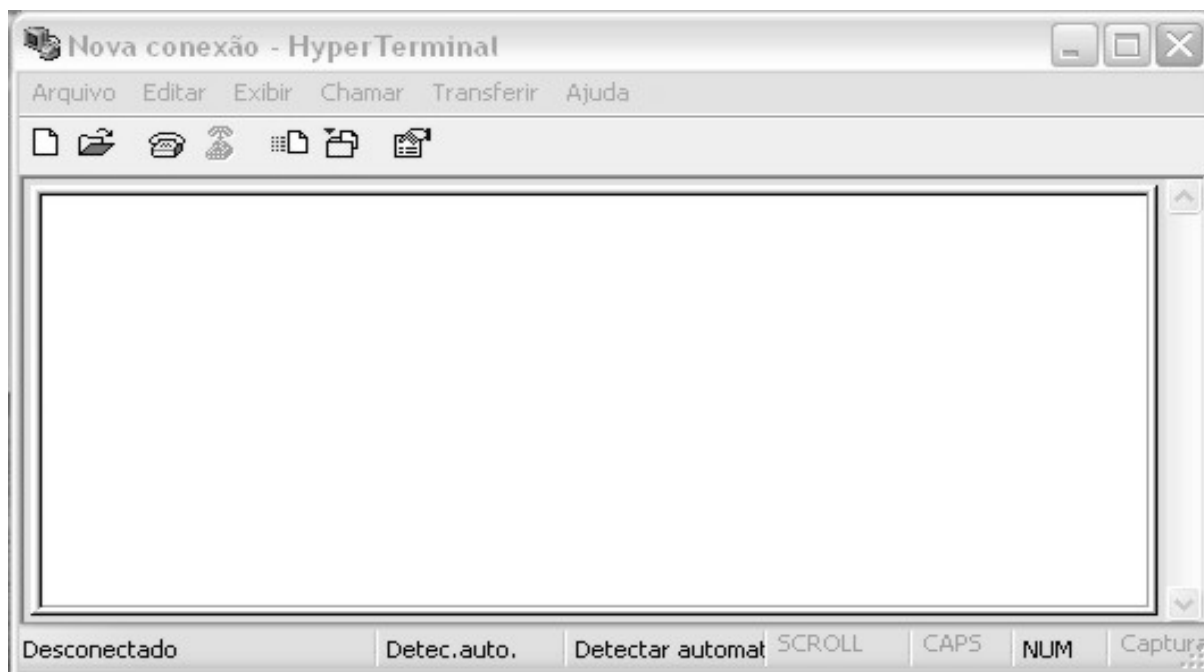


Figura 3.8 – Interface gráfica do programa *Hyper Terminal*.

3.6 DISPOSIÇÃO DOS ACELERÔMETROS

O acelerômetro utilizado na interface operador-assento serviu para medir as magnitudes das vibrações que foram transmitidas, pelo assento, ao operador do trator agrícola (Figura 3.9). Através destes dados coletados foram calculadas as acelerações eficazes ponderadas e as acelerações ponderadas globais que serão apresentadas no Capítulo 4.

O acelerômetro colocado na base do assento serviu para medir as magnitudes das vibrações que foram transmitidas, pelo trator, ao assento, antes do sistema de amortecimento (Figura 3.10) e, através das magnitudes das vibrações coletadas entre os dois pontos, foi possível calcular a transmissibilidade (SEAT%). Ambos os sensores estão de acordo com a recomendação da norma ISO 2631 (1997).



Figura 3.9 – Forma de colocação do acelerômetro no assento.



Figura 3.10 – Forma de colocação do acelerômetro na base do assento.

3.7 CARACTERÍSTICAS DO OPERADOR

Para a realização do ensaio foi convidado o operador que trabalha, diariamente, com o conjunto trator-semeadora utilizado. Ele apresentava as seguintes características:

- Idade de 36 anos;
- Altura de 1830 mm;
- Massa corporal de 76 kg, que estava em conformidade com a norma ISO 5007 (2003)¹⁶, a qual determina que o operador deve ter massa corporal de 75 kg ± 5 kg.

3.8 CARACTERÍSTICAS DA MÁQUINA DE SEMEADURA E ADUBAÇÃO

Foi escolhida uma máquina para semeadura e adubação de arrasto para o sistema de plantio direto, da marca METASA Agrícola, modelo PDM 9810 série Milênio, que possui nove reservatórios de sementes, em linha, com 60 litros cada e dois depósitos de adubo com capacidade unitária de 1.200 kg.

A semeadora possuía largura total de 4.240 mm, com largura de trabalho de 4.100 mm. Possuía mecanismo dosador de adubo do tipo cilindro acanalado helicoidal e, para sementes, do tipo disco horizontal. O mecanismo sulcador para adubo era do tipo guilhotina e, para sementes, era de disco duplo. Os órgãos recobridores eram rodas de borracha e os órgãos compactadores eram dois discos inclinados. A tipificação desta máquina foi realizada em conformidade com os autores Machado et al. (1996). Na Figura 3.11, é apresentada a vista geral da semeadora.

Para o ensaio, foram utilizadas cinco linhas com os reservatórios cheios de sementes de milho e os dois depósitos de adubo, também cheios. Durante o ensaio, foram desativados os distribuidores de adubo e de semente permanecendo, porém, com seus reservatórios cheios durante toda a execução do ensaio.

A utilização de uma máquina de semeadura e adubação de arrasto para o sistema de plantio direto deve-se ao fato deste sistema ser utilizado no Rio Grande do Sul e em todo o País. Smiderle et. al. (2007), definiu o sistema de plantio direto como a prática de semeadura ou de cultivo de plantas sem preparo físico do solo, mantendo-se a palha da cultura anterior na superfície. Os mesmos autores ainda salientaram que a cada ano, ocorre um considerável aumento de áreas cultivadas e também a ampliação do uso desta técnica para outras culturas. Segundo Silva (2007), calcula-se que no Brasil o sistema de plantio direto seja realizado em torno

¹⁶ *agricultural wheeled tractors and field machinery – measurement of whole-body vibration of the operator* (Medição da vibração transmitida ao operador – tratores agrícolas de rodas e máquinas agrícolas).

de 15 milhões de hectares, correspondendo a cerca de 40 % da área total cultivada com grãos.



Figura 3.11 – Vista geral da máquina para semeadura e adubação.

3.9 DELINEAMENTO EXPERIMENTAL

O delineamento utilizado neste ensaio consistiu de um experimento bifatorial, onde os tratamentos foram compostos pela combinação de dois fatores qualitativos: pressões de insuflagem dos pneus e velocidades de deslocamento, combinadas, entre si, para serem avaliados.

O trabalho experimental foi conduzido de acordo com o delineamento inteiramente casualizado (DIC)¹⁷. As variáveis estudadas foram às médias das acelerações ponderadas globais (MAPGs).

3.10 TRATAMENTOS

As três diferentes pressões de insuflagem utilizadas nos quatro pneus durante o ensaio foram:

¹⁷ Nota do autor: devido a limitações técnicas e de campo, não foi possível a casualização total do experimento.

- Pressão de insuflagem (P1): 179 kPa (26 Lb/pol²);
- Pressão de insuflagem (P2): 138 kPa (20 Lb/pol²);
- Pressão de insuflagem (P3): 96k Pa (14 Lb/pol²).

Estas pressões foram aplicadas nos quatro pneus, começando pela pressão maior de 179 kPa, em seguida a de 138 kPa e por último a de 96 kPa. Os pneus foram insuflados com a maior pressão antes do deslocamento entre a sede da fazenda e o local onde foi realizado o ensaio. Após o deslocamento foram conferidas as pressões dos pneus que continuavam as mesmas.

As velocidades foram determinadas no local do ensaio medindo-se, com cronômetro, o tempo gasto para percorrer uma distância de 50 metros, determinando as marchas, a 2200 rpm, que seriam utilizadas. As velocidades e as marchas foram:

- Velocidade de deslocamento (V1): 4,5 km/h, na 3^a marcha;
- Velocidade de deslocamento (V2): 7 km/h, na 2^a marcha.

Cada um dos três fatores de pressão de insuflagem dos pneus (P) foi interagido com os dois fatores de velocidade de deslocamento (V), sendo que para cada interação foram realizadas seis repetições (K).

3.11 DADOS CLIMATOLÓGICOS

A temperatura ambiente média, durante o ensaio, foi de 25° C e a umidade relativa do ar estava em torno de 85 %.

3.12 ÁREA TOTAL DO EXPERIMENTO

O local utilizado para o ensaio possuía uma área total de 2,8 ha, sendo que a área total do experimento era de 1,8 ha. Para cada tratamento foi utilizada uma área de 0,3 ha, com 5 metros de largura por 600 metros de comprimento.

Nas Figuras 3.12 (a) e (b), é apresentado o local onde realizou-se o ensaio.



(a)



(b)

Figura 3.12 – Local onde foi realizado o ensaio.

Os dados foram coletados no mesmo dia e com o mesmo operador. Cada um dos tratamentos foi repetido seis vezes (K) sendo, cada repetição realizada correspondente a distância de 100 metros, conforme é apresentado no croqui do experimento (Figura 3.13).

3.13 CROQUI DO EXPERIMENTO

Na Figura 3.13, é apresentado o croqui das unidades experimentais, onde (P) significa pressão de insuflagem dos pneus e (V) significa velocidade de deslocamento da semeadora. Para a realização das monobras do conjunto trator-semeadora, foi utilizado um espaço de ± 50 metros tanto no início quanto no fim da área utilizada no ensaio.

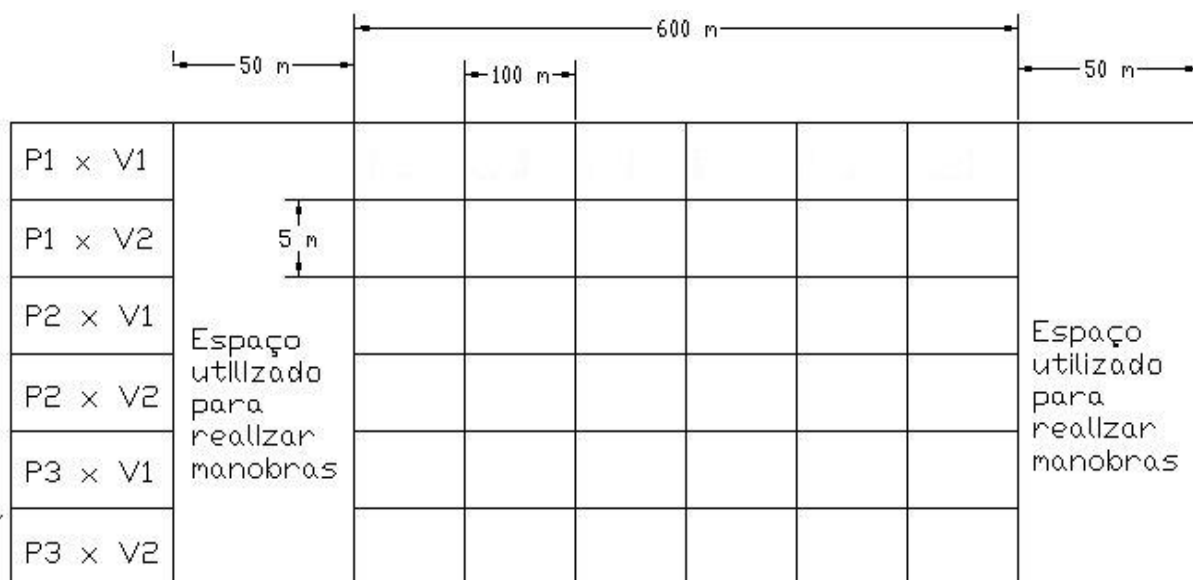


Figura 3.13 – Croqui do experimento.

3.14 COBERTURA DA SUPERFÍCIE

Dentro da área experimental foram escolhidos, de forma aleatória, três locais para a coleta de três amostras de palha, cada amostra de 100 mm².

Estas amostras foram pesadas e colocadas em estufa a 60° C até que seu peso seco permanecesse constante. O peso médio das amostras, verificado antes de serem desidratadas, foi 2.900 gramas, após o processo de desidratação, o peso médio passou a ser 1.377 gramas, desta forma, a cobertura vegetal apresentou em torno de 53 % de umidade.

3.15 CLASSIFICAÇÃO DO SOLO

Foram coletadas amostras de solo para determinar a umidade, para tal, utilizou-se de um trado de rosca para coletar amostras de solo com estrutura deformada nas camadas de 0-50 mm, 50-100 mm, 100-150 mm, 150-200 mm e 200-250 mm (TABELA 3.1). As amostras foram secas em estufa a 105 °C durante 24 horas. Após, pela relação da diferença da massa de solo úmido pela massa de solo seco, dividido pela massa de solo seco, obteve-se a umidade gravimétrica do solo.

O solo da área onde foi realizado o experimento era do tipo vermelho-amarelo eutrófico (EMBRAPA, 1999).

Tabela 3.1
Valores da umidade do solo x profundidade

Profundidade (mm)	Umidade %
0 a 50	4,11
50 a 100	6,10
100 a 150	6,68
150 a 200	6,05
200 a 250	4,81

3.16 ACELERAÇÃO PONDERADA GLOBAL

Para a melhor compreensão do trabalho será apresentado um exemplo do método de obtenção dos valores das médias das acelerações ponderadas globais (MAPGs) a partir dos valores das acelerações no domínio do tempo.

Devido a grande quantidade de gráficos gerados pelo experimento foram apresentados apenas o gráfico e tabelas da primeira repetição do primeiro tratamento, pois os demais seguem o mesmo princípio, sendo que os gráficos de aceleração no domínio do tempo estão no Apêndice 1. As tabelas com os valores de aceleração eficaz no domínio da frequência são aprestadas no Apêndice 2 e as correspondentes tabelas com os valores de aceleração eficaz ponderada no domínio da frequência, no Apêndice 3.

Na Figura 3.14, é apresentado o gráfico da aceleração (eixo y) no domínio do tempo (eixo x), para a primeira repetição (K1), onde os quatro pneus do trator foram insuflados com pressão (P1) de 179 kPa (26 Lb/pol²) para a velocidade de deslocamento (V1) de 4,5 km/h.

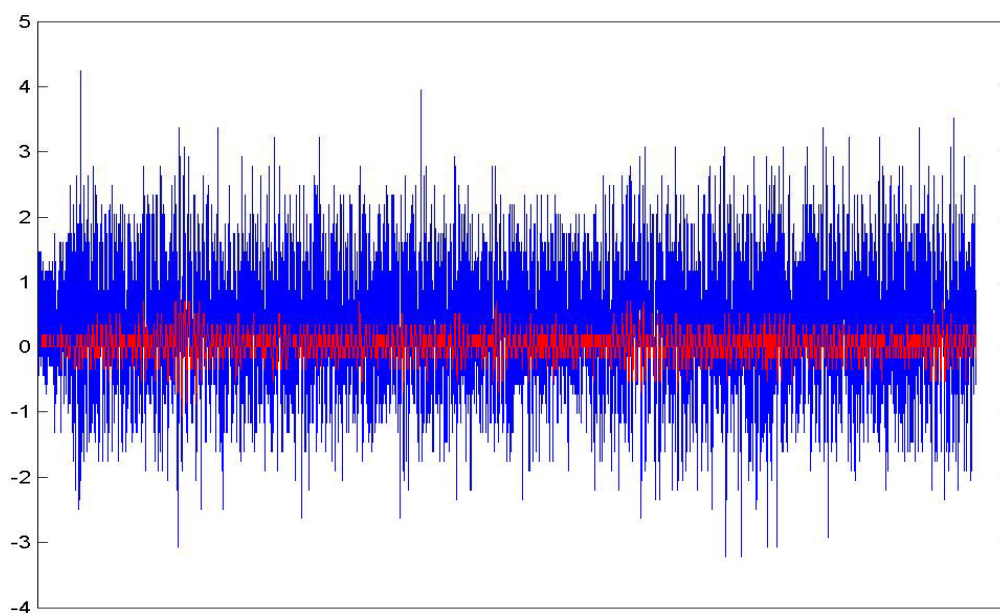


Figura 3.14 - Aceleração no domínio do tempo (P1 x V1 x K1).

Nota: Eixo x – Tempo (s) e Eixo Y – Aceleração (m/s^2).

Na Figura 3.15, é apresentado o gráfico da aceleração eficaz para cada frequência, em banda de 1/3 de oitava, correspondente ao tratamento (P1 x V1) na repetição (K1). Este espectro resulta da aplicação da transformada direta de *Fourier* (FFT) (Equação (2) do Capítulo 2).

Os valores da aceleração eficaz, para cada frequência em banda de 1/3 de oitava, foram multiplicados pelos valores de ponderação da Tabela 2.6 do Capítulo 2, resultando em valores de aceleração eficaz ponderada, conforme são apresentados na Tabela 3.2.

O espectro de frequência, em banda de 1/3 de oitava, foi utilizado na análise das vibrações ocupacionais por recomendação da norma ISO 2631 (1997), pois privilegia os valores das acelerações nas frequências mais baixas. Na tabela 2.5 do Capítulo 2, pôde-se observar que quanto menor o valor da frequência central, menor foi o intervalo entre as frequências inferior (f_1) e superior (f_2). No entanto, não há restrições quanto a não utilização do espectro em frequências em banda de 1/3 de oitava. Neste trabalho, optou-se por seguir a recomendação.

Tabela 3.2

Acelerações eficazes e eficazes ponderadas relativas a (P1 x V1 x K1).

Freqüência banda de 1/3 de oitava (Hz)	Aceleração eficaz (m/s ²)	Fatores de ponderação	Aceleração eficaz ponderada (m/s ²)
1	0,04	0,482	0,02
1,25	0,04	0,484	0,02
1,6	0,20	0,494	0,10
2	0,26	0,531	0,14
2,5	0,37	0,631	0,23
3,15	0,65	0,804	0,52
4	0,22	0,967	0,21
5	0,18	1,039	0,18
6,3	0,12	1,054	0,13
8	0,16	0,988	0,16
10	0,06	0,902	0,06
12,5	0,04	0,768	0,03
16	0,06	0,636	0,04
20	0,04	0,513	0,02
25	0,04	0,405	0,01
31,5	0,05	0,314	0,01
40	0,04	0,246	0,01
50	0,03	0,246	0,01
63	0,01	0,186	0,00
80	0,01	0,132	0,00

Na Figura 3.16, é apresentado o gráfico da aceleração eficaz ponderada para as freqüências, em banda de 1/3 de oitava, para o tratamento (P1 x V1 x K1).

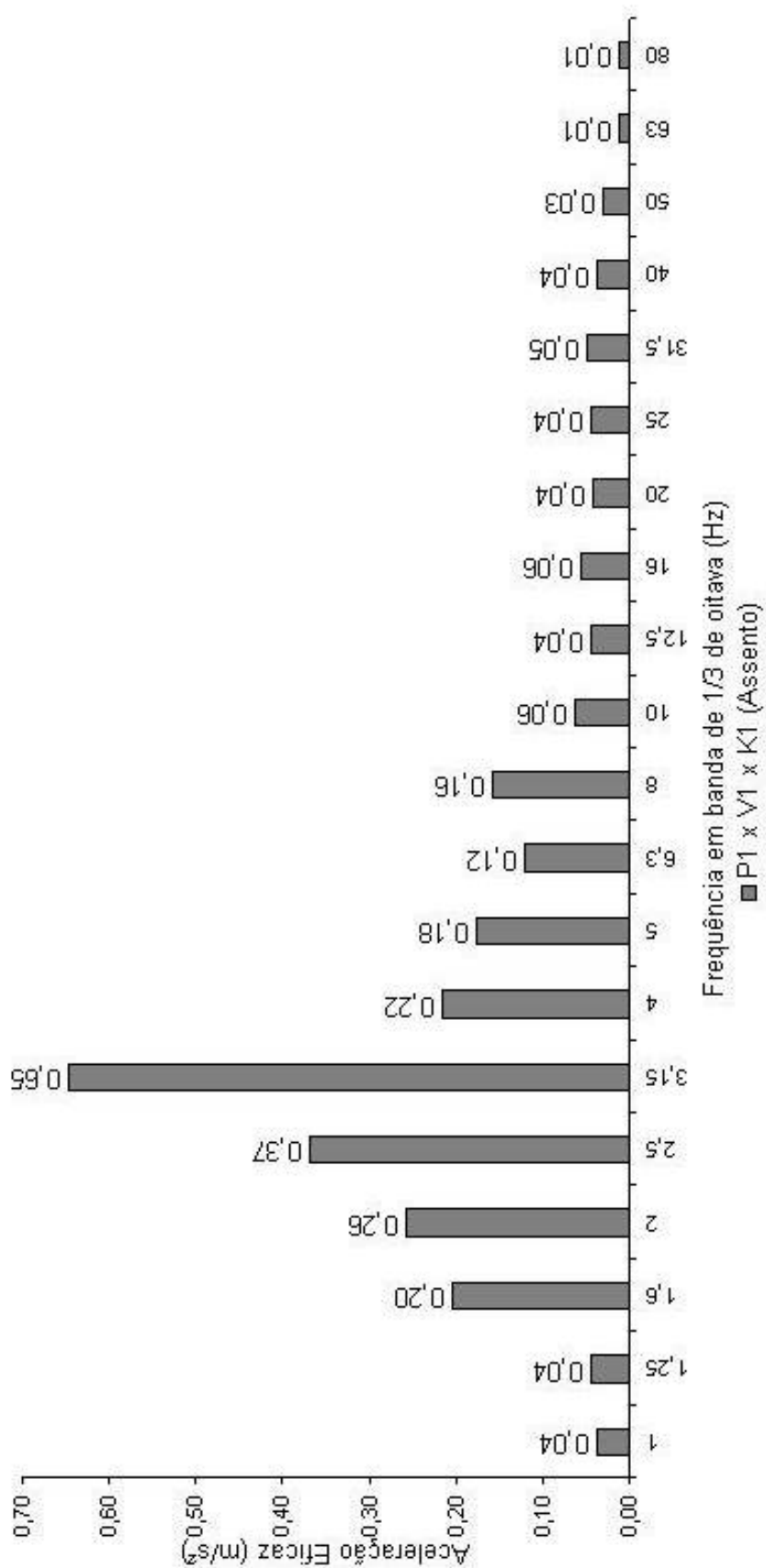


Figura 3.15 – Aceleração eficaz no domínio da frequência (P1 x V1 x K1).

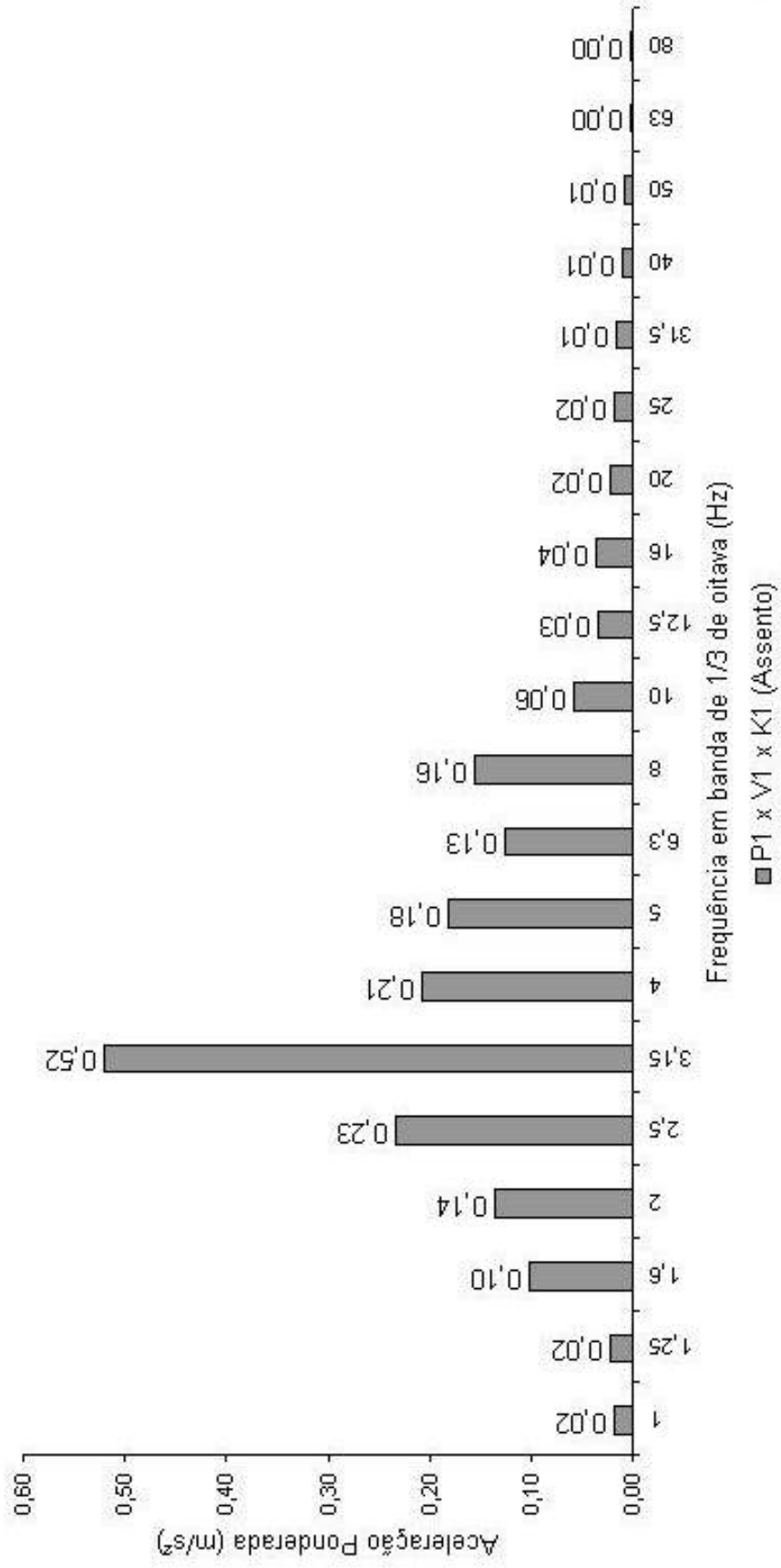


Figura 3.16 – Aceleração eficaz ponderada no domínio da frequência (P1 x V1 x K1).

Pôde-se observar a influência da ponderação nos valores das acelerações eficazes, nas frequências de 1 a 80 Hz, principalmente na faixa de frequências entre 3,15 a 12,5 Hz em que os fatores de ponderação priorizaram as frequências de ressonância na massa abdominal (4 a 8 Hz), coluna cervical (10 a 12 Hz) e ombros (3 a 5 Hz).

Os valores da aceleração eficaz ponderada, no domínio da frequência, foram aplicados na Equação (7) do Capítulo 2, conforme foi apresentado na Equação (10), resultando na aceleração ponderada global para o tratamento (P1 x V1 x K1) na Equação (11).

Santos (2002), salienta que estudos sobre vibrações em diferentes terrenos e condições operacionais, caracterizam a vibração no eixo vertical (z) como sendo a mais significativa. Neste ensaio, devido a limitações técnicas, as medições foram realizadas somente no eixo (z), desta forma, as acelerações nos eixos (x) e (y) assumiram o valor zero. Na Equação (10), é apresentado um exemplo da aplicação desta, e na equação (11), é apresentado o resultado da aceleração ponderada global (P1 x V1 x K1).

$$a_z \text{ _r.m.s} = \left((1,4.(0))^2 + (1,4.(0))^2 + 1.((0,018)^2 + (0,022)^2 + (0,101)^2 + (0,136)^2 + \dots + (0,0014)^2) \right)^{1/2} \quad (10)$$

$$a_z \text{ _r.m.s} = 0,69 \text{ _m/s}^2 \quad (11)$$

Foi reutilizado o mesmo cálculo para as outras cinco repetições, relativas ao tratamento (P1 x V1) assim sendo, na Tabela 3.3, são apresentadas as acelerações ponderadas globais correspondentes ao tratamento (P1 x V1) e a média dos tratamentos.

Tabela 3.3 – Aceleração eficaz ponderada global (P1 x V1).

Repetições							
	K1	K2	K3	K4	K5	K6	Média
P1xv1	0,69	0,77	0,60	0,68	0,59	0,76	0,68

Este exemplo ilustrou a aplicação das fórmulas descritas no capítulo 2. Desde os valores de aceleração eficaz no domínio do tempo até o valor da

aceleração ponderada global, os resultados de todos os tratamentos estão na Tabela 4.1 do próximo capítulo.

3.17 COMENTÁRIOS FINAIS

Nesse capítulo, foram apresentados o material e os métodos utilizados para a realização desse ensaio e também as características do trator, da máquina de semeadura e adubação, do equipamento utilizado para a leitura das vibrações ocupacionais, bem como dos procedimentos experimentais necessários. No próximo capítulo serão apresentados os resultados obtidos neste ensaio, as análises e as discussões com os autores da área.

CAPÍTULO 4 - RESULTADOS E DISCUSSÃO

Nesse capítulo serão apresentados os resultados obtidos no ensaio do conjunto trator/implemento. Juntamente com os valores das médias das acelerações ponderadas globais será apresentada uma tabela com as indicações das reações em relação ao conforto.

A partir dos dados experimentais, serão apresentadas tabelas com os resultados da análise de variância (ANOVA) e discutidos os efeitos dos tratamentos bem como a sua interação.

Em seguida, serão apresentados os gráficos de densidade espectral de potência (DEP) para os valores de aceleração eficaz ponderada em banda de 1/3 de oitava, com limites de tolerância de 4 e 8 horas de exposição às vibrações ocupacionais. Nestes gráficos, será possível observar os valores de aceleração eficaz ponderada para cada frequência.

Serão apresentados tabelas e gráficos da transmissibilidade (SEAT%) entre o assento e a sua base. Nestes gráficos, será possível observar o comportamento do sistema de amortecimento em relação às pressões e velocidades. Por fim, serão apresentados cenários formados por MAPG, MAEP e SEAT%.

4.1 ACELERAÇÃO PONDERADA GLOBAL

Na Tabela 4.1, são apresentadas as acelerações ponderadas globais das 36 repetições dos 6 tratamentos, bem como as respectivas médias.

Tabela 4.1 – Aceleração ponderada global (P x V x K) (m/s²).

Repetições							
	K1	K2	K3	K4	K5	K6	MAPG
P1 x V1	0,69	0,77	0,60	0,68	0,59	0,76	0,68
P1 x V2	3,24	3,39	3,42	3,38	3,30	3,20	3,32
P2 x V1	0,90	0,79	0,80	0,99	0,95	0,99	0,90
P2 x V2	2,46	2,35	2,50	2,49	2,16	2,26	2,37
P3 x V1	1,02	1,02	1,08	0,94	1,00	0,98	1,01
P3 x V2	3,03	3,05	3,01	2,96	3,00	3,02	3,01

4.2 INDICAÇÃO EM RELAÇÃO AO CONFORTO

Conforme a Tabela 2.7 do Capítulo 2, a norma ISO 2631 (1997) apresenta indicações das reações em relação ao conforto, desta forma, substituindo os valores das acelerações ponderadas globais das repetições de cada tratamento pelas siglas das reações correspondentes, obtêm-se os resultados apresentados na Tabela 4.2 onde: Pouco desconfortável (PD), razoavelmente desconfortável (RD), desconfortável (DE), muito desconfortável (MD) e extremamente desconfortável (ED).

Nesta tabela, pode-se observar que somente no tratamento (P2 x V1) o resultado da indicação das reações em relação ao conforto na repetição (K2) diferiu do resultado da média deste tratamento. Nos tratamentos restantes, os resultados encontrados para as médias foram iguais nas respectivas repetições.

Tabela 4.2 – Aceleração ponderada global (P x V x K) com indicações das reações em relação ao conforto.

	Repetições						Média
	K1	K2	K3	K4	K5	K6	
P1 x V1	RD	RD	RD	RD	RD	RD	RD
P1 x V2	ED	ED	ED	ED	ED	ED	ED
P2 x V1	DE	RD	DE	DE	DE	DE	DE
P2 x V2	MD	MD	MD	MD	MD	MD	MD
P3 x V1	DE	DE	DE	DE	DE	DE	DE
P3 x V2	ED	ED	ED	ED	ED	ED	ED

4.2.1 Resultados da análise estatística

Para verificar a influência das pressões de insuflagem dos pneus e das velocidades de deslocamento, nas médias das acelerações ponderadas globais (MAPGs), na Tabela 4.3, é apresentado o resultado da análise de variância (ANOVA).

Tabela 4.3 – Médias das acelerações ponderadas globais (ANOVA)

Pressão de insuflagem dos pneus (P)	MAPG (m/s ²)
Pressão (P3) 96 kPa	2,05 A
Pressão (P1) de 179 kPa	2,00 A
Pressão (P2) de 138 kPa	1,64 B
<hr/>	
Velocidade de deslocamento (V)	MAPG (m/s ²)
Velocidade de 7 km/h	2,93 A
Velocidade de 4,5 km/h	0,86 B
<hr/>	
Teste de Tukey	
Pressão	*
Velocidade	*
Interação entre Pressão x Velocidade	*
Desvio Padrão	0,0893
Média Geral	1,90
Coeficiente de Variação (%)	4,71

Nota: Os valores d.m.s. são apresentados no Apêndice 4.

4.2.2 Discussão dos resultados (ANOVA)

O fator Pressão de insuflagem apresentou diferença significativa, ao nível de 5 % de probabilidade de erro, portanto, as diferentes pressões influenciaram nos valores das MAPGs, no assento do trator utilizado neste ensaio (Tabela 4.3). Resultados semelhantes foram obtidos por Hilbert et al. (2004), em que os autores realizaram um estudo numa superfície com 300 metros de comprimento, que é indeformável, irregular e com buracos (estrada vicinal), utilizando quatro pressões de insuflagem e três velocidades de deslocamento. Os autores relataram que as diferentes pressões influenciaram nos níveis das vibrações.

O fator velocidade de deslocamento apresentou diferença significativa ao nível de 5 % de probabilidade de erro, portanto, o efeito das diferentes velocidades é significativo para o aumento das MAPGs no assento do trator (Tabela 4.4). Mehta et al. (2000), observaram que o nível de aceleração aumentou de acordo com o aumento da velocidade, em várias condições de operação.

Na velocidade de 4,5 km/h, houve um aumento dos valores das MAPGs em relação ao decréscimo das três pressões. Segundo HSE (2001), as magnitudes de vibração sofrem um incremento com o aumento da velocidade de deslocamento.

O mesmo não ocorreu para a velocidade de 7 km/h, pois, (P1) e (P3) apresentaram os maiores valores das MAPGs não diferindo entre si, (P2) apresentou o menor valor, diferindo de (P1) e (P3), ao nível de 5 % de probabilidade de erro. Mesmo assim, pôde-se observar que os valores das MAPGs das três pressões ficaram acima dos limites de 4 e 8 horas de exposição às vibrações (Figura 4.4).

Na Tabela 4.1, observa-se que somente o valor da MAPG do tratamento (P1 x V1) ficou abaixo do limite de 8 horas de exposição às vibrações, este fato pode ser visualizado nas Figuras 4.1 e 4.2. Caso semelhante ocorreu com Woycik et al. (2004), pois os autores relatam em seu estudo (Item 2.5 do Capítulo 2) que todos os níveis de vibrações encontrados, superaram, na maioria dos casos, os níveis de conforto exigidos pela norma IRAM 4 078/1, similar à norma ISO 2631 (1997).

A interação entre os fatores, pressão de insuflagem e velocidade de deslocamento, apresentou diferença significativa ao nível de 5 % de probabilidade de erro, apresentando influência nos valores das MAPGs no assento do trator. Os resultados da interação entre os fatores serão apresentados, de forma mais detalhada, nos itens 4.3, 4.4 e 4.5.

4.3 INTERAÇÃO DOS FATORES PRESSÃO E VELOCIDADE

Na Tabela 4.4, são apresentados os resultados da interação entre os níveis dos fatores pressão de insuflagem e velocidade de deslocamento com classificação pelo teste de Tukey. O cálculo da ANOVA é apresentado no Apêndice 4.

As médias seguidas de mesma letra maiúscula na coluna não diferem entre si, e as médias seguidas de mesma letra minúscula na linha não diferem entre si, ambas pelo teste de Tukey, a 5% de probabilidade de erro (Tabela 4.4).

Tabela 4.4 – Interação entre os níveis dos fatores pressão e velocidade

	Aceleração (m/s ²)					
	179 kPa		138 kPa		96 kPa	
Velocidade de 4,5 km/h	0,68	Bb	0,90	Ba	1,01	Ba
Velocidade de 7 km/h	3,32	Aa	2,37	Ab	3,09	Ac

Nota: Os valores d.m.s. são apresentados no Apêndice 4.

Nos Itens 4.4 e 4.5, os resultados das Tabelas 4.1, 4.2 e 4.4, serão analisados para cada nível, em cada fator, dos tratamentos.

4.4 EFEITO DO FATOR PRESSÃO DE INSUFLAGEM DENTRO DOS NÍVEIS DE VELOCIDADE

4.4.1 Pressão de insuflagem P1 (179 kPa)

Para o tratamento (P1 x V1), o resultado da MAPG foi de 0,68 m/s², correspondente a Razoavelmente Desconfortável (RD). Para o tratamento (P1 x V2), o resultado da MAPG foi de 3,32 m/s², correspondente a Extremamente Desconfortável (ED). Houve uma diferença da MAPG de (V2) em relação a MAPG de (V1) de 4,87 vezes. Isso se deve ao fato das médias diferirem, significativamente, ao nível de 5 % de probabilidade de erro (Tabela 4.4).

4.4.2 Pressão de insuflagem P2 (138 kPa)

Para o tratamento (P2 x V1), o resultado da MAPG foi de 0,90 m/s², correspondente a Desconfortável (DE). Para o tratamento (P2 x V2), o resultado da MAPG foi de 2,37 m/s², correspondente a Muito Desconfortável (MD). Houve uma diferença da MAPG de (V2) em relação a MAPG de (V1) de 2,63 vezes; isso se deve ao fato de que as médias diferiram, significativamente, ao nível de 5 % de probabilidade de erro (Tabela 4.4).

4.4.3 Pressão de insuflagem P3 (96 kPa)

Para o tratamento (P3 x V1), o resultado da MAPG foi de 1,01 m/s², correspondente a Desconfortável (DE). Para o tratamento (P3 x V2), o resultado da

MAPG foi de $3,01 \text{ m/s}^2$, correspondente a Extremamente Desconfortável (ED). Houve uma diferença da MAPG de (V2) em relação a MAPG de (V1) de 2,99 vezes. Isso se deve ao fato de que as médias diferiram, significativamente, ao nível de 5 % de probabilidade de erro (Tabela 4.4).

Na Figura 4.1, são apresentadas as MAPGs dos seis tratamentos em função das pressões de insuflagem. Na mesma figura são também apresentados os limites de 4 e 8 horas de exposição às vibrações da ISO 2631 (1997).

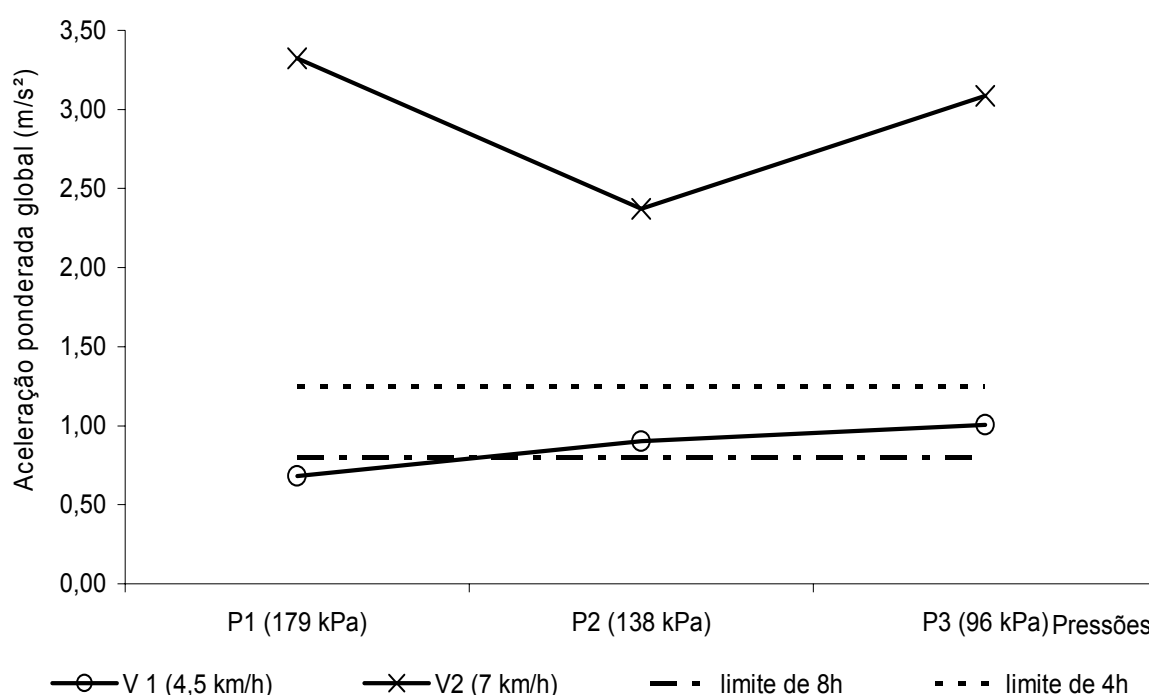


Figura 4.1 – MAPGs e limites de exposição às vibrações em função das pressões.

4.4.4 Discussão dos resultados (Interação P x V)

A diferença entre as MAPGs de (V2) e de (V1), para (P1) foi de 4,87; para (P2) foi de 2,63 e para (P3) foi de 2,99 vezes. Este fato pode ter ocorrido, devido ao intervalo, entre os valores das pressões, serem de 6 Lb/pol^2 . Hilbert et al. (2004) utilizaram pressões de $82,7 \text{ kPa}$ (12 Lb/pol^2), $110,3 \text{ kPa}$ (16 Lb/pol^2), $151,6 \text{ kPa}$ (22 Lb/pol^2) e $206,8 \text{ kPa}$ (30 Lb/pol^2) e velocidade de 7, 12 e 20 km/h. Os intervalos entre as pressões, consecutivamente, foram de 4, 6 e 8 Lb/pol^2 . Com esses intervalos, os

autores também concluíram que as diferentes pressões influenciaram nas vibrações ocupacionais.

Woycik et al. (2004), utilizaram as mesmas pressões e velocidades que Hilbert et al. (2004) para ensaiar dois tratores em duas superfícies diferentes (asfalto e campo nativo). Os autores concluíram que não houve diferença significativa, nas vibrações no eixo z para as pressões, velocidades e nem para o tipo de superfície.

Barceló et al. (2004) utilizaram o mesmo trator e os mesmos valores de velocidade que Woycik et al. (2004) com pressões de 69 kPa (10 Lb/pol²), 103 kPa (15 Lb/pol²) e 207 kPa (30 Lb/pol²) e duas regulagens para o assento (máxima e mínima). O local foi o mesmo que Hilbert et al (2004) utilizaram. Neste trabalho, os intervalos entre as pressões, consecutivamente, foram de 5 e 15 Lb/pol². Os autores concluíram que a melhor combinação entre os parâmetros em questão (pressão de insuflagem, regulagem adequada do assento para o peso do operador e velocidades baixas) apresentou valores de vibrações ocupacionais que estão dentro dos limites permitidos para trabalhos agrários comuns.

Os tratores utilizados, nos trabalhos dos autores acima citados não possuem tração dianteira auxiliar (TDA), não é mencionado se as pressões foram aplicadas nos quatro pneus ou apenas nos pneus traseiros e, também, não foi relatado o motivo da escolha dos valores das pressões de insuflagem. Mesmo assim, caso os autores tenham somente variado as pressões dos pneus traseiros, o intervalo entre as pressões mínima e máxima ficaria dentro do contexto encontrado por Ferreira et al. (2006) para tratores usados 4x2, que são: $P_{mín} = 68,9$ kPa e $P_{máx} = 337,8$ kPa.

Na Figura 4.1, pôde-se observar que somente para o tratamento ($P1 \times V1$), o valor da MAPG ficou abaixo do limite de 8 horas, resultando em razoavelmente desconfortável (RD). Para os demais tratamentos, os valores das MAPGs ficaram acima do limite de 8 horas de exposição às vibrações, apresentando os resultados das reações, em relação ao conforto, que foram de desconfortável (DE) a extremamente desconfortável (ED).

Portanto, para que o operador do trator não esteja exposto a vibrações ocupacionais que coloquem em perigo a sua saúde, nas condições deste ensaio, a melhor combinação foi entre a pressão de insuflagem de 179 kPa e a velocidade de deslocamento de 4,5 km/h.

4.5 EFEITO DO FATOR VELOCIDADE DE DESLOCAMENTO DENTRO DOS NÍVEIS DE PRESSÃO

4.5.1 Velocidade de deslocamento de 4,5 Km/h

Para a velocidade de deslocamento de 4,5 km/h, a MAPG de (P1) resultou em 0,68 m/s², correspondente a Razoavelmente Desconfortável (RD). A MAPG de (P2) resultou em 0,90 m/s², correspondente a Desconfortável (DE) e a de P3 resultou em 1,01 m/s², correspondente a Desconfortável (DE).

As pressões (P2) e (P3) não diferiram significativamente, mas ambas diferiram de (P1) ao nível de 5 % de probabilidade de erro (Tabela 4.4).

Na Figura 4.2, observa-se que as pressões (P2) e (P3) ficaram acima do limite de 8 horas e abaixo do limite de 4 horas de exposição às vibrações conforme a ISO 2631 (1997).

4.5.2 Velocidade de deslocamento de 7 Km/h

Para a velocidade de deslocamento de 7 km/h, a MAPG de (P1) resultou em 3,32 m/s², correspondente a Extremamente Desconfortável (ED), a de (P2), resultou em 2,37 m/s², correspondente a Muito Desconfortável (MD) e a de (P3) resultou em 3,01 m/s², correspondente a Extremamente Desconfortável (ED).

As pressões (P1) e (P3) apresentaram as mesmas indicações em relação ao conforto (ED), embora tenham diferido significativamente. A pressão (P2) diferiu significativamente das pressões (P1) e (P3) ao nível de 5 % de probabilidade de erro.

Na Figura 4.2, observa-se que as pressões (P1), (P2) e (P3) ficaram acima do limite de 4 e 8 horas de exposição às vibrações, conforme a ISO 2631 (1997).

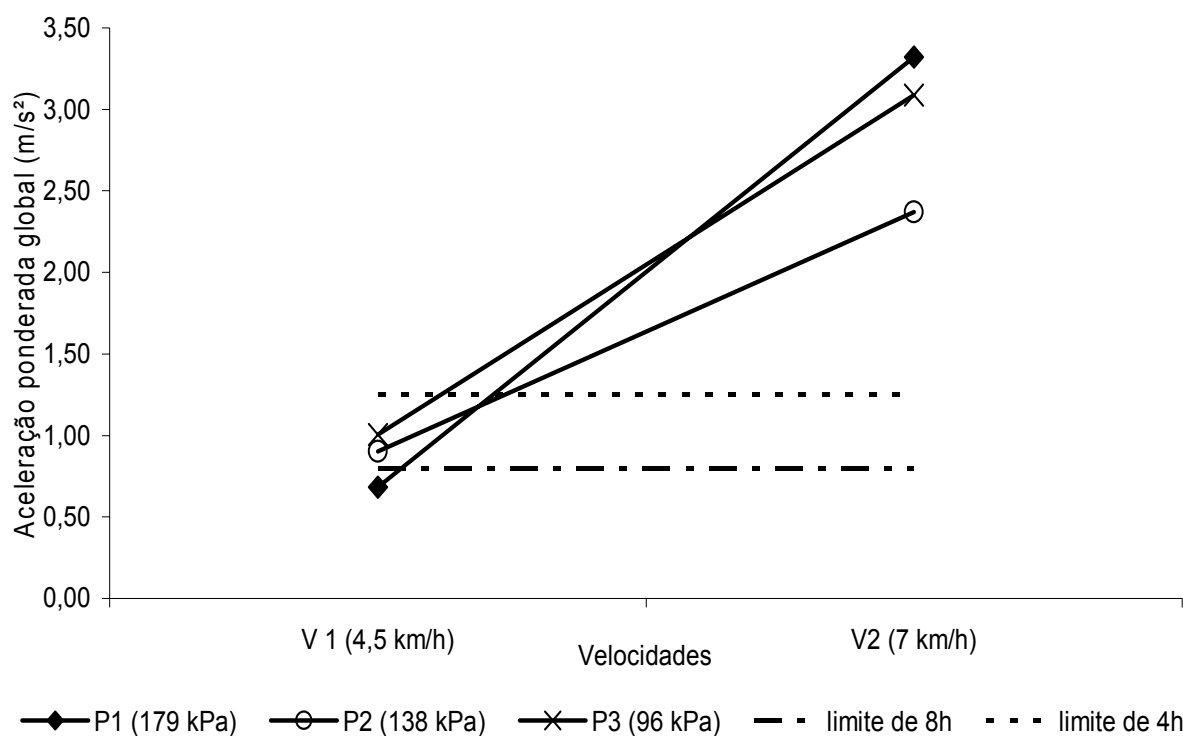


Figura 4.2 - MAPGs e limites de exposição às vibrações em função das velocidades.

4.5.3 Discussão dos resultados (MAPG)

A pressão (P1) na velocidade (V1) resultou como a melhor escolha em relação às boas condições de trabalho para o operador. Na Figura 4.2, nota-se que quando há incremento de velocidade de (V1) para (V2), a pressão (P1), passa da melhor para a pior escolha, em relação aos limites de exposição às vibrações ocupacionais, podendo colocar em risco a saúde do trabalhador. Barceló et al. (2004), relatam que o incremento de velocidade, sobre superfícies irregulares, com a difusão do sistema de plantio direto, aumenta o risco a vibrações ocupacionais.

Ainda neste contexto, segundo Hostens & Ramon (2003), o incremento de velocidade, em tratores com implementos pesados, resulta em aumentos consideráveis de vibrações indesejadas, acarretando na diminuição da vida útil do trator e no desconforto aos operadores de tratores agrícolas.

Hilbert et al. (2004), relataram que o tempo de exposição permitido diminuiu, linearmente, com o aumento das velocidades; para a velocidade de 7 km/h, o limite foi de 7 horas, para a velocidade de 12 km/h, o limite diminuiu para 5 horas e para a velocidade de 20 km/h, o limite passou para 3 horas de exposição. Isto também ocorreu com os valores das MAPGs de (P1), (P2) e (P3), pois, com o incremento de

velocidade de (V1) para (V2), os valores das MAPGs das três pressões ultrapassaram os limites de 4 horas de exposição, diminuindo o tempo de exposição em relação ao permitido pela norma ISO 2631 (1997). Mehta et al. (2000), relataram que para os tratores testados para as várias condições de operação, os operadores não poderiam trabalhar mais que 2,5 horas por dia, pois o aumento do tempo de exposição poderá causar desconforto severo, dores e lesões.

Barceló et al. (2004), relataram que para três diferentes pressões nos pneus, três diferentes velocidades de deslocamento e duas regulagens no assento (máxima e mínima), o limite de exposição permitido diminuiu quando houve o aumento das velocidades, independente das regulagens.

Mattews (1966 apud SANTOS, 2002) analisou os níveis de aceleração em um trator lastrado movimentando-se sobre pastagem e encontrou acelerações de 3 m/s² (vertical), 1,2 m/s² (longitudinal) e 2,0 m/s² (lateral). Neste ensaio, os valores das MAPGs dos tratamentos (P1 x V2) e (P3 x V2), resultaram em valores equivalentes encontrados por Mattews para o eixo vertical.

Segundo Schlosser (2002), as pressões mínimas para pneus diagonais e radiais são em torno de 80 kPa (11,6 Lb/pol²). Nos estudos de Ferreira et al. (2006), o menor valor de pressão encontrado para tratores usados com TDA foi de 48,3 kPa (7 Lb/pol²). A menor pressão utilizada no ensaio (P3) foi de 98 kPa (14 Lb/pol²), que está acima da especificada por Schlosser e dentro do contexto de Ferreira et al.

Esta pressão (P3) apresentou um comportamento crescente dos valores das MAPGs em relação ao incremento de velocidade. Isto também ocorreu nos estudos de Barceló et al. (2004), pois os autores relatam que quando as pressões dos pneus agrícolas são demasiadamente baixas, os pneus são incapazes de amortecer as vibrações produzidas pelas irregularidades do terreno e que este efeito aumenta com o aumento da velocidade de deslocamento.

Portanto, dos seis casos estudados neste ensaio, cinco resultaram em condições não apropriadas para a execução da tarefa. Cabe ainda ressaltar que, como o trator utilizado não possui cabine fechada, segundo Hostens & Ramon (2003), além das vibrações ocupacionais, outros problemas podem comprometer a performance do operador, tais como, ruídos indesejados e temperaturas elevadas, desta forma aumentando ainda mais o desconforto.

4.6 DENSIDADE ESPECTRAL DE POTÊNCIA E LIMITES DE TOLERÂNCIA

Segundo Mansfield (2005), a aceleração ponderada global representa a energia total em função do tempo. A densidade espectral de potência (DEP) é a técnica mais comum para a análise das magnitudes das vibrações ocupacionais, expressando a energia contida dentro de cada frequência.

Os valores das médias das acelerações eficazes ponderadas (MAEP) foram comparados aos limites de 4 e 8 horas de exposição às vibrações estabelecidas pela norma ISO 2631 (1997). A norma recomenda que a análise seja feita em banda de 1/3 de oitava para a faixa de frequência de 1 a 80 Hz.

Segundo Mehta & Tewari (2000), a direção, a frequência, a intensidade e a duração da vibração são características que influenciam na resposta do corpo humano ao nível de conforto. Através da DEP, é possível observar as características relacionadas pelos autores Mehta & Tewari. Nas Figuras 4.3 e 4.4, foram plotadas as intensidades das vibrações para cada frequência em banda de 1/3 de oitava e comparadas aos limites de tempo (duração) estabelecidos, sendo que a leitura dos dados foi realizada somente na direção vertical (eixo z).

4.6.1 Velocidade de deslocamento de 4,5 Km/h

Os valores das médias das acelerações eficazes ponderadas (MAEPs) para (P1), (P2) e (P3) ficaram abaixo dos limites de tolerância de 4 e de 8 horas de exposição (Figura 4.3).

4.6.2 Velocidade de deslocamento de 7 Km/h

Os valores das MAEPs variaram de acordo com as pressões utilizadas: (P1), nas frequências de 4; 5 e 6,3 Hz resultaram em acima do limite de 4 e 8 horas e, em 8 Hz, de 8 horas. (P2), em 4; 6,3 e 8 Hz, de 8 horas. (P3), em 4 e 8 Hz, 4 e 8 horas. As demais frequências ficaram abaixo do limite de tolerância de 8 horas de exposição às vibrações.

Na Figura 4.4, são apresentadas as MAEPs das três pressões em função da velocidade de 7 km/h.

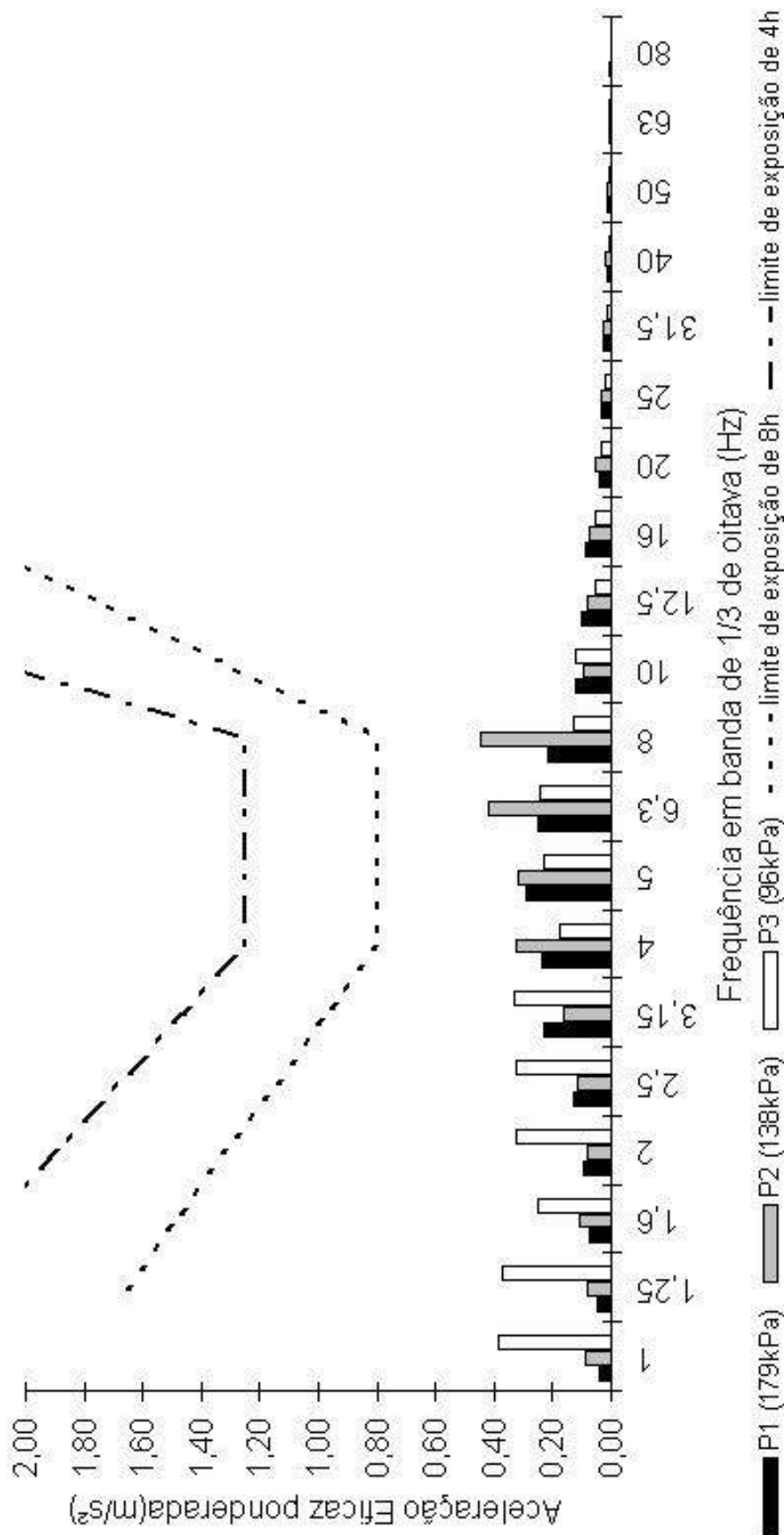


Figura 4.3 –MAEPs em função das pressões de insuflagem na velocidade de 4,5 km/h x limites de exposição.

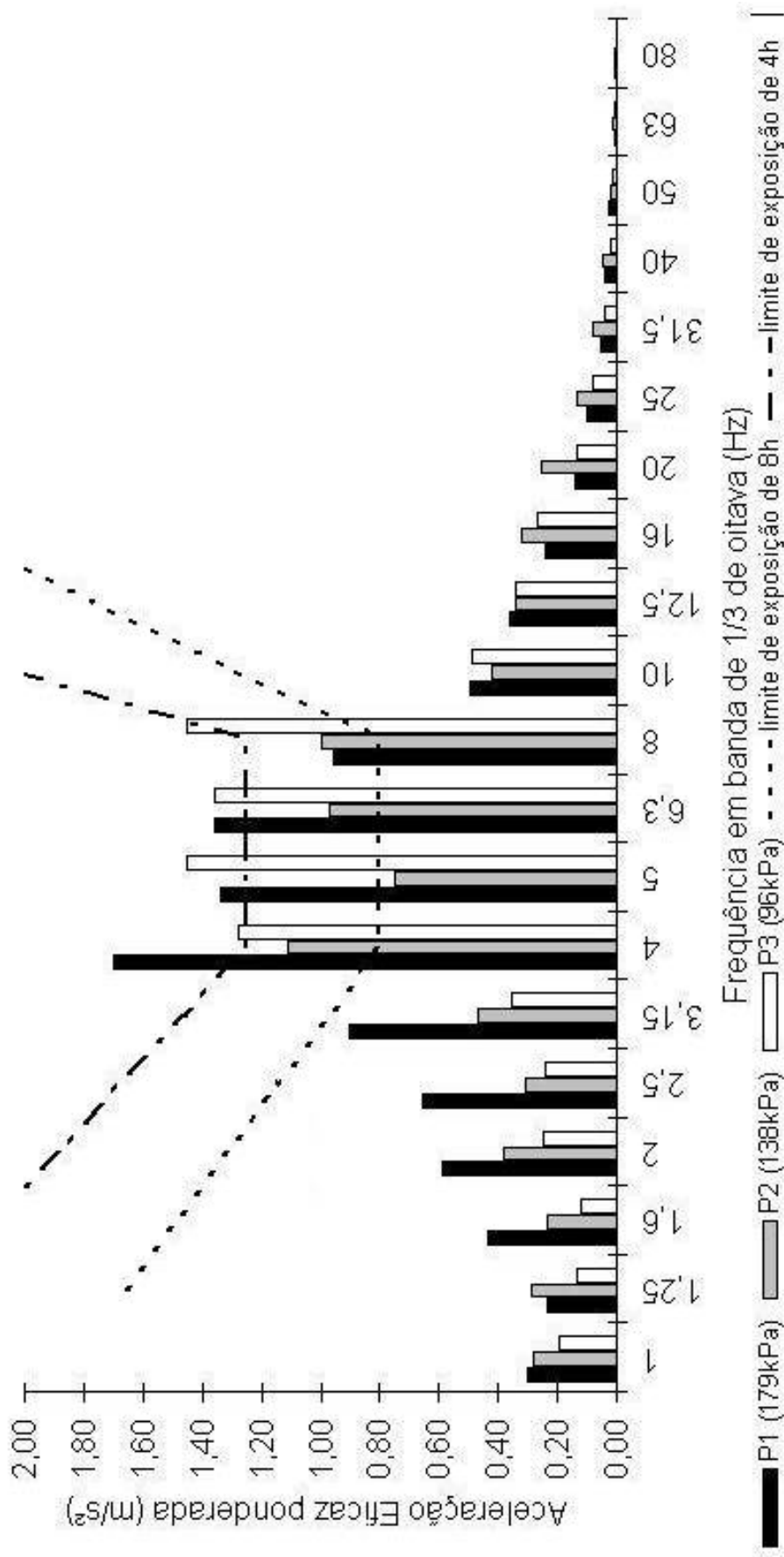


Figura 4.4 – MAEPs em função das pressões de insuflagem na velocidade de 7 km/h x limites de exposição.

4.6.3 Discussão dos resultados (DEP)

Na velocidade de 4,5 km/h, os valores das MAEPs para as três pressões não ultrapassaram os limites de 4 e 8 horas de exposição às vibrações. Neste caso, o operador do trator não esteve exposto a valores indesejados de MAEPs nas frequências de 1 a 80 Hz.

Embora o espectro estudado seja de 1 a 80 Hz, os principais valores da MAEP para a velocidade de 7 km/h, encontram-se na faixa de frequência de 4 a 8 Hz, onde há a maior sensação de incômodo (SELL, 2002). Somente na pressão (P2) na frequência de 5 Hz, o valor da MAEP ficou abaixo do limite de tolerância de 8 horas, nas demais frequências (4 a 8 Hz), os valores das MAEPs para as três pressões apresentaram valores indesejados de vibrações.

Segundo Mansfield (2005), a ação mais intensa das vibrações verticais tem efeito entre as frequências de 4 a 20 Hz e para valores de aceleração eficaz ponderada de $1,9 \text{ m/s}^2$. O maior valor da MAEP, encontrada neste ensaio, foi de $1,8 \text{ m/s}^2$ na frequência de 4 Hz para o tratamento (P1 x V2).

As vibrações verticais de intensidade moderada, na gama de frequências de 2 a 20 Hz, produzem respostas cardiovasculares semelhantes às que decorrem da realização de exercício físico moderado (BALBINOT, 2001; GRIFFIN, 1998). Os valores das MAEPs, na faixa de frequência de 4 a 8 Hz para as três pressões, na sua maioria, ultrapassaram o limite de 8 horas de exposição.

Aparentemente, existem alterações nas condições de ventilação pulmonar e nas taxas respiratórias, com valores de vibrações na ordem de $4,9 \text{ m/s}^2$ na faixa de 1 a 10 Hz (BALBINOT, 2001). Todos os valores das MAEPs a 7 km/h, para as três pressões, ficaram abaixo do valor especificado por Balbinot.

Tewari & Prasad (1999), relatam que as frequências predominantes nos tratores estão acima de 4,5 Hz. Para a velocidade de 7 km/h as frequências predominantes foram de 4 a 8 Hz. Segundo Mansfield (2005), a frequência de ressonância do sistema gastrointestinal é entre 4 e 6 Hz. O mesmo autor relata que nesta gama de valores, a exposição às vibrações pode induzir a grandes variações de pressão na cavidade abdominal, podendo ocasionar diferentes doenças gastrintestinais.

Balbinot (2001), relata que os prováveis efeitos das vibrações ocupacionais, na faixa de 1 a 30 Hz para a atividade muscular/postural, são as dificuldades para

manter a postura e os reflexos lentos. Estes problemas poderão ocorrer na velocidade de 7 km/h, pois, os maiores valores das MAEPs encontrados foram na faixa de frequência de 4 a 8 Hz, conseqüentemente, dentro da faixa de 1 a 30 Hz.

Hostens & Ramon (2003), relatam que, em condições normais de trabalho a campo, os valores elevados de intensidade das vibrações a baixas frequências de 0,5 a 10 Hz são transmitidas ao assento do trator, afetando a saúde do operador. Situação semelhante ocorreu somente na velocidade de 7 km/h, onde os valores das MAEPs para (P1) e (P3) superaram os limites estabelecidos na faixa de frequência de 4 a 8 Hz. Os valores das MAEPs para (P2) ocorreram nas frequências de 4; 6,3 e 8 Hz somente na frequência de 5 Hz o valor da MAEP ficou abaixo do limite de 8 horas.

Mansfield (2005), relata que a dor lombar é o sintoma mais citado na literatura. A dor é ocasionada pela exposição às vibrações verticais, caracterizadas por frequências próximas à frequência natural da zona lombar da coluna que é de 4 e 5 Hz. Nestas frequências, citadas por Mansfield, somente o valor da MAEP na pressão (P2), na frequência de 5 Hz, ficou abaixo do limite de 8 horas, para os demais valores das MAEPs, em 4 e 5 Hz, ficaram acima do limite de 8 horas.

A redução incidente das dores na região do dorso, costas e demais efeitos ocasionados pelas vibrações ocupacionais pode ser obtida reduzindo a magnitude do movimento que ocasiona a vibração ou pela redução da energia do movimento em determinadas frequências (MANSFIELD, 2005).

4.7 TRANSMISSIBILIDADE ENTRE O ASSENTO E O SUPORTE

Para complementar este trabalho, através de valores das vibrações coletados na interface entre o operador e o assento e na base do assento foi possível calcular a transmissibilidade (SEAT%) entre esses dois pontos.

Cabe lembrar que valores de SEAT%, acima da Linha Limite de Amortecimento (LLA), indicam que o desconforto causado pela vibração é aumentado pelo assento, valores inferiores LLA, indicam que o assento ameniza o desconforto e, valores iguais a LLA, significam que não houve melhora ou degradação no desconforto do assento (BALBINOT, 2001).

Segundo Van Niekerk et al. (2003), a maior parte das vibrações é transmitida ao operador através do assento. O mesmo autor salienta que o método SEAT% é

largamente utilizado, sendo o mais popular para determinar a eficiência das vibrações em assentos.

Na Tabela 4.5, são apresentados os seis valores dose de vibrações (VDVs) do suporte do assento, que resultam da aplicação da Equação (8) do Capítulo 2, para os seis tratamentos e as respectivas médias.

Tabela 4.5
VDVs no suporte do assento

Repetições							
	K 1	K 2	K 3	K 4	K 5	K 6	Média
P1 x V1 s	2,964	3,037	3,049	3,074	2,954	2,875	2,992
P1 x V2 s	3,016	2,999	2,904	2,914	2,952	2,780	2,928
P2 x V1 s	2,621	2,769	2,816	2,810	2,810	2,711	2,756
P2 x V2 s	2,839	2,805	2,800	2,831	2,689	2,746	2,785
P3 x V1 s	2,806	2,868	2,871	2,995	3,550	2,550	2,940
P3 x V2 s	2,733	2,818	2,817	2,787	3,572	2,525	2,875

Nota: Valores de VDV em $m/s^{1,75}$

Na Tabela 4.6, são apresentados os valores VDV do assento.

Tabela 4.6
VDVs no assento

Repetições							
	K 1	K 2	K 3	K 4	K 5	K 6	Média
P1 x V1 a	2,604	2,710	2,643	2,637	2,638	2,572	2,634
P1 x V2 a	2,752	2,708	2,707	2,734	2,812	2,550	2,710
P2 x V1 a	2,315	2,461	2,461	2,497	2,480	2,465	2,446
P2 x V2 a	2,789	2,805	2,746	2,842	2,689	2,708	2,763
P3 x V1 a	2,899	2,950	2,940	3,111	3,646	2,534	3,013
P3 x V2 a	2,781	2,776	2,897	2,773	3,549	2,587	2,894

Nota: Valores de VDV em $m/s^{1,75}$

Utilizando os valores de VDV, no suporte do assento, e os valores de VDV, no assento, na Tabela 4.7, são apresentados os valores de SEAT%, que resultam da aplicação da Equação (9) do Capítulo 2, bem como suas respectivas médias.

Tabela 4.7
SEAT%

Repetições							
	K1 (%)	K2 (%)	K3 (%)	K4 (%)	K5 (%)	K6 (%)	Média (%)
P1 x V1	87,85	89,24	86,69	85,79	89,31	89,47	88,06
P1 x V2	91,22	90,28	93,23	93,81	95,26	91,72	92,59
P2 x V1	88,33	88,88	87,41	88,83	88,23	90,93	88,77
P2 x V2	98,23	100,01	98,06	100,42	100,00	98,63	99,22
P3 x V1	103,32	102,87	102,41	103,88	102,70	99,35	102,42
P3 x V2	101,78	98,49	102,87	99,51	99,38	102,45	100,75

Nota: Valores de SEAT% são adimensionais

Na pressão (P1), os valores das médias de SEAT% para as velocidades (V1) e (V2) ficaram abaixo da LLA.

O valor da média de SEAT%, no tratamento (P2 x V1) ficou abaixo da LLA. Já para o tratamento (P2 x V2), ficou muito próximo da LLA, embora tenha ficado abaixo.

Os valores das médias de SEAT% da pressão (P3) nas velocidades (V1) e (V2), ficaram acima da LLA, embora o valor da média de SEAT% de (V2) tenha ficado próximo da LLA.

Na velocidade (V1), os valores das médias de SEAT% sofreram um aumento de (P2) para (P3). Em (V2) houve um aumento de (P1) para (P2).

Na Figura 4.5, são apresentadas as médias dos valores de SEAT% das velocidades de deslocamento em função das pressões de insuflagem.

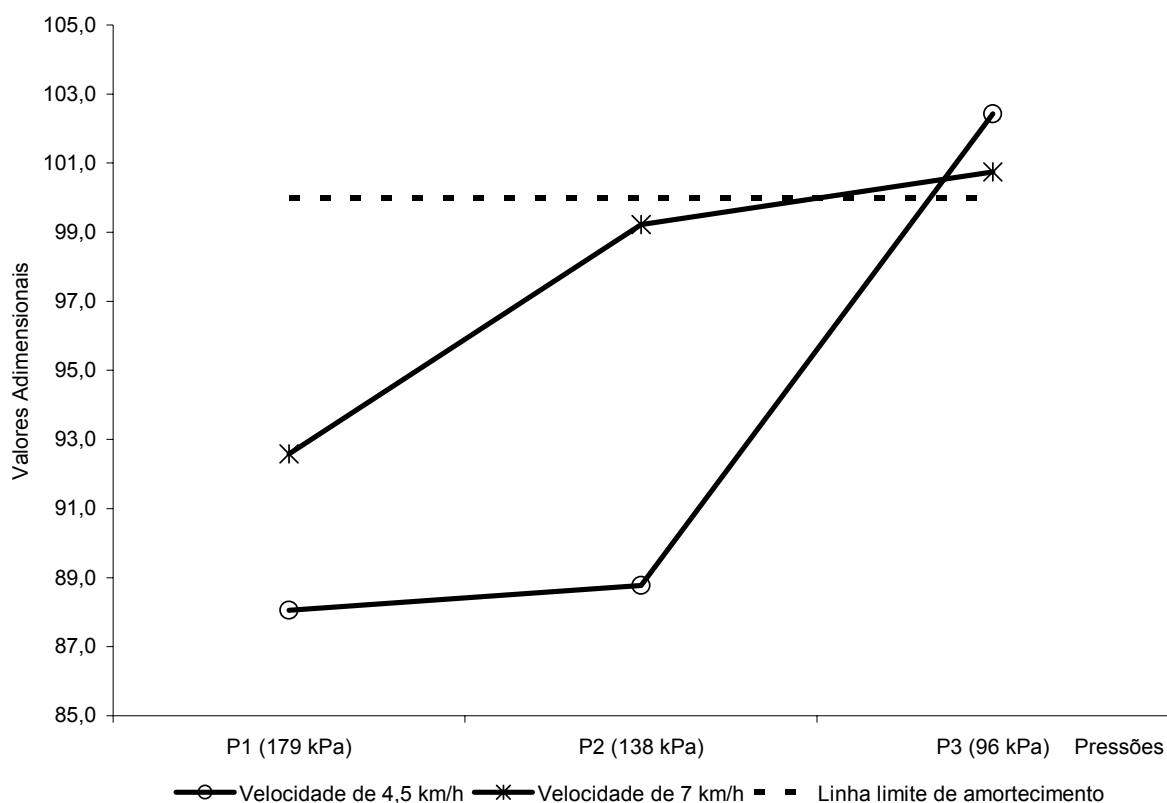


Figura 4.5 – SEAT% (Velocidades em função das pressões).

Nos valores das médias de SEAT%, para a pressão (P1), houve um leve aumento de (V1) para (V2). Para a pressão (P2), o aumento foi considerável, chegando próximo da LLA.

Apresentando uma leve queda de (V1) para (V2), os valores das médias de SEAT% permaneceram acima da LLA para a pressão (P3).

Na Figura 4.6, são apresentadas as médias dos valores de SEAT% das pressões de insuflagem em função das velocidades de deslocamento.

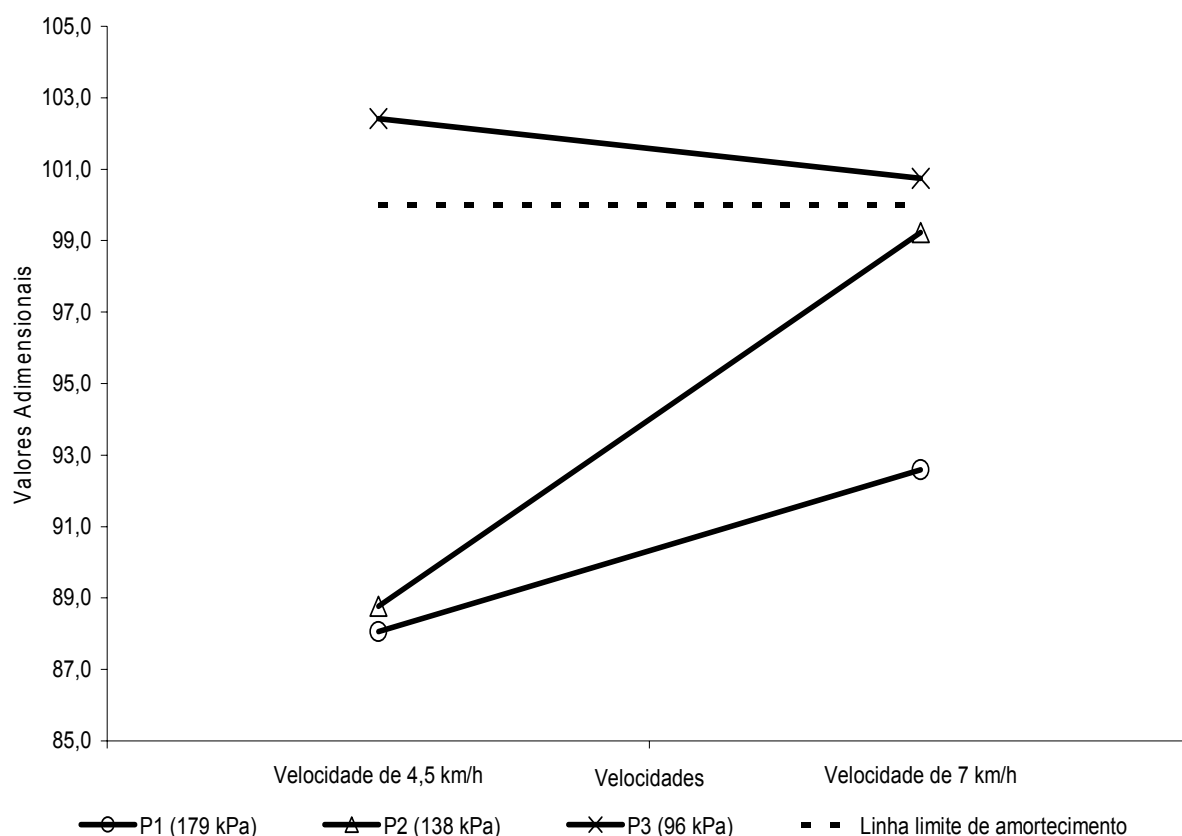


Figura 4.6 – SEAT% (Pressões em função das velocidades).

4.7.1 Discussão dos resultados (SEAT%)

O comportamento do sistema de amortecimento obteve sucesso na velocidade (V1) combinada com as pressões (P1) e (P2), apresentando valores das médias de SEAT% abaixo da LLA.

Por outro lado, o sistema de amortecimento não obteve o mesmo comportamento com a combinação da pressão (P3) nas velocidades (V1) e (V2) pois os valores das médias de SEAT% ficaram acima da LLA. Barceló et al. (2004) concluíram que, para as baixas pressões, os pneus são incapazes de amortecer as vibrações verticais. Os autores também relatam que nas velocidades de 7 e 12 km/h, o efeito da regulação do assento é imperceptível, sendo somente notada a partir da velocidade de 20 km/h.

Cabe salientar que não é através de ensaios de campo que se efetua a classificação dos assentos de tratores agrícolas mas através de ensaios de laboratório. A norma internacional que trata da regulamentação destes ensaios é a ISO 5007 (2003).

Nesta norma, assentos com valor SEAT% \leq a 60% são classificados de AG1, SEAT% \leq a 85%, de AG2. Os resultados acima destes valores indicam que o sistema de suspensão não cumpriu com a sua função. Cabe também salientar que, segundo Hostens & Ramon (2003), a transmissibilidade das vibrações difere de indivíduo para indivíduo e sempre dependerá das características dos assentos.

Nas Figuras 4.5 e 4.6, pôde-se observar que o assento utilizado no ensaio não apresentou comportamento semelhante às categorias AG1 e AG2 pois todos os valores das médias de SEAT% ficaram acima de 60% e 85%. Mansfield (2005), relata que os valores de SEAT% encontrados em automóveis estão entre 60 e 80. Segundo Tewari & Prasad (1999), o projeto do sistema de suspensão é de vital importância para o conforto. Os autores acrescentam que através da adoção de amortecimento das cabinas e suspensões primárias, nos eixos dianteiros e traseiros, possibilitar-se-ia a diminuição das vibrações induzidas aos operadores de tratores agrícolas.

Os valores dos VDV's encontrados, tanto no assento quanto no seu suporte, não apresentaram valores superiores a $8,5 \text{ m/s}^{1,75}$. Balbinot (2001), salienta que valores de VDV's em torno de $15 \text{ m/s}^{1,75}$, usualmente, causam severo desconforto, dores e ferimentos e na faixa acima de $8,5 \text{ m/s}^{1,75}$, existe a possibilidade de desconforto médio. O mesmo autor salienta que VDV's também indicam a severidade da exposição à vibração, porém, não existe um consenso na comunidade científica da relação precisa entre VDV e o risco de ferimentos a que o corpo humano está sujeito.

4.8 CONCLUSÕES FINAIS

Através dos resultados da aceleração ponderada global, aceleração eficaz ponderada na faixa de freqüências de 1 a 80 Hz e da transmissibilidade entre o assento e a sua base, pôde-se formar os seguintes cenários:

O melhor cenário encontrado foi no tratamento (P1 x V1), pois, o valor da média da aceleração ponderada global (MAPG) e os valores das médias das acelerações eficazes ponderadas (MAEPs), nas freqüências de 1 a 80 Hz, ficaram abaixo do limite de 8 horas de exposição, a indicação em relação ao conforto foi de razoavelmente desconfortável (RD) e o valor da média de SEAT% ficou abaixo da linha limite de amortecimento (LLA).

O pior cenário encontrado foi no tratamento (P3 x V2), pois a média da aceleração ponderada global (MAPG) e os valores das médias das acelerações eficazes ponderadas (MAEPs) ficaram acima do limite de 4 e 8 horas, a indicação em relação ao conforto foi de extremamente desconfortável (ED) e o valor da média de SEAT% ficou acima da linha limite de amortecimento (LLA).

Conclui-se, portanto, diante dos cenários explicitados acima, que o operador do trator não esteve exposto a magnitudes de vibrações ocupacionais que prejudicasse a sua saúde, na combinação entre a pressão de 179 kPa com a velocidade de 4,5 km/h.

Já para a combinação da pressão de 96 kPa com a velocidade de 7 km/h, o operador esteve exposto aos malefícios que as vibrações ocupacionais podem causar.

4.9 COMENTÁRIOS FINAIS

Nesse capítulo, a partir dos dados coletados e analisados no ensaio, puderam ser apresentados os resultados de diferentes formas, através:

- Das médias das acelerações ponderadas globais onde, para cada repetição em cada tratamento, resultou um único valor que representou toda a energia transmitida ao operador do trator durante o ensaio;
- Das indicações das reações em relação ao conforto onde, para cada valor da MAPG, corresponderam indicações que foram de razoavelmente a extremamente desconfortável;
- Dos resultados estatísticos, puderam-se observar a influência das diferentes velocidades e diferentes pressões nos valores das MAPGs, bem como na interação entre estes fatores;
- Dos gráficos, foi observado o comportamento das MAPGs em relação aos limites de 4 e 8 horas de exposição às vibrações;
- Da densidade espectral de potência (DEP), onde foram plotadas as MAEPs por faixa de frequência, em banda de 1/3 de oitava desta maneira, observaram-se quais os valores que ultrapassaram os limites de tolerância de 4 e 8 horas de exposição às vibrações;

- Dos valores da transmissibilidade (SEAT%), pôde-se observar, nas vibrações induzidas no assento, se foram atenuadas, multiplicadas ou se não houve melhora efetiva em comparação à linha limite de amortecimento (LLA);
- Do melhor e pior cenário, pôde-se escolher qual a melhor combinação entre pressões e velocidade, de forma que o operador não sofra com os problemas causados pelas vibrações ocupacionais.

CAPÍTULO 5 - CONSIDERAÇÕES FINAIS E RECOMENDAÇÕES

5.1 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Nesse capítulo, serão apresentadas as considerações finais sobre os objetivos propostos, a hipótese, os questionamentos presentes no decorrer do trabalho e as recomendações para trabalhos futuros.

Pode-se afirmar que todos os objetivos foram alcançados, pois a medição e a avaliação de níveis de vibrações ocupacionais, foram realizadas no próprio ambiente onde o tratorista realiza as suas tarefas. Isto torna importante este trabalho, pois apresenta a real situação a que estão expostos estes profissionais.

A seguir, os objetivos propostos serão apresentados com as devidas considerações:

- Utilizando três diferentes pressões de insuflagem de pneus e duas velocidades de semeadura, determinar os níveis de vibrações verticais no assento de um trator agrícola;

Através das médias das acelerações ponderadas globais (MAPGs) foi possível determinar os níveis das vibrações verticais no assento. O menor valor de MAPG encontrado foi no tratamento (P1 x V1), que resultou em $0,68 \text{ m/s}^2$, representando a melhor situação em relação às demais.

- Determinar se diferentes pressões de insuflagem e diferentes velocidades de deslocamento influenciam nas vibrações transmitidas ao operador;

Houve influência das pressões de insuflagem dos pneus nas vibrações transmitidas ao operador. As pressões (P1) e (P3) diferiram, significativamente, ao nível de 5 % de probabilidade de erro, da pressão (P2).

As velocidades de deslocamento (V1) e (V2) também influenciaram nas vibrações transmitidas ao operador, diferindo, significativamente, ao nível de 5 % de probabilidade de erro.

A interação entre os fatores pressão de insuflagem e velocidade de deslocamento também apresentaram diferença significativa ao nível de 5 % de probabilidade de erro.

Portanto, neste ensaio, os fatores pressão de insuflagem e velocidade de deslocamento, assim como as suas interações influenciaram nas vibrações transmitidas ao operador. Isto pode ter ocorrido devido a diferença entre a pressão máxima e a mínima utilizadas nos pneus.

- Caracterizar as faixas de frequência que apresentam os maiores picos de vibração vertical no assento do operador do trator;

As faixas de frequência que apresentaram os maiores picos de vibração foram de 4 a 8 Hz, nos tratamentos, em que foram combinadas as três pressões com a velocidade (V2), ressalva, apenas, para a pressão (P2) na frequência de 5 Hz que ficou abaixo do limite de 8 horas de exposição às vibrações. O maior valor de MAEP foi para pressão (P1) que resultou em $1,70 \text{ m/s}^2$, na frequência de 4 Hz.

- Determinar os valores da transmissibilidade entre o suporte do assento e a interface entre o operador e o assento;

Através das médias de SEAT% dos tratamentos, foi possível avaliar a transmissibilidade que representa o comportamento do sistema de amortecimento do assento. Os menores valores encontrados foram nos tratamentos que combinaram as pressões (P1) e (P2) com a menor velocidade (V1), caracterizando um comportamento razoável de amortecimento das vibrações.

Nos tratamentos que combinaram a menor pressão (P3) com as velocidades (V1) e (V2), foram encontrados os maiores valores. Neste caso, o sistema de suspensão não cumpriu com a sua função e multiplicou as vibrações.

- Comparar os resultados encontrados com os valores exigidos pela norma técnica ISO 2631 (1997).

A norma ISO 2631 (1997) especifica limites de tolerância para 4 e 8 horas de exposição às vibrações. Através da comparação dos resultados encontrados

(valores das MAPGs) com esses limites, foi possível avaliar em quais tratamentos o operador esteve exposto à magnitudes de vibrações ocupacionais que pudessem prejudicar a sua saúde. Conclui-se, portanto, que somente no tratamento (P1 x V1) é que o operador poderia trabalhar por 8 horas.

A norma também apresenta indicações, das reações em relação ao conforto, que vão de confortável a extremamente desconfortável. Dois tratamentos resultaram em extremamente desconfortável (P1 x V2) e (P3 x V2). O tratamento (P1 x V1) apresentou o melhor resultado que foi razoavelmente desconfortável.

A seguir, é apresentada a hipótese levantada para este trabalho com a consideração final.

Se, teoricamente, os operadores de tratores agrícolas estão expostos a vibrações ocupacionais, transmitidas através dos assentos que os suportam, e estas vibrações são em função de velocidade de deslocamento e pressão de insuflagem dos pneus, então, se estas vibrações forem estudadas e quantificadas, é possível encontrar combinações cujos dados resultantes poderão ser comparados com as normas em vigor, a fim de reduzir os riscos inerentes e resultantes destas vibrações.

Através do estudo realizado e da quantificação das magnitudes de vibrações que foram transmitidas através de assento do operador, foi possível apresentar como melhor cenário, a combinação da pressão (P1) de 179 kPa com a velocidade (V1) de 4,5 km/h. Neste cenário, o operador não esteve exposto aos riscos inerentes e decorrentes das vibrações, podendo trabalhar por oito horas diárias.

Alguns questionamentos se fizeram presentes no decorrer deste trabalho:

- Os assentos encontrados nos tratores nacionais e importados, que são vendidos no Brasil, são projetados para atenuar as vibrações ocupacionais?
- O interesse em relação à saúde e segurança dos trabalhadores é coletivo ou interessa apenas aos centros de pesquisa?
- Os empregadores e operadores de tratores estão cientes dos malefícios desta profissão?

5.2 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

No Brasil, as vibrações ocupacionais ainda são pouco estudadas, as informações disponíveis provêm de instituições de ensino e pesquisa e não há, na língua portuguesa, livros dedicados a este assunto, desta forma, para que este trabalho tenha continuidade, algumas sugestões são descritas a seguir:

- Instituição do selo ergonômico;
- Avaliar as condições dos assentos encontrados nos tratores agrícolas nacionais;
- Construção das pistas de testes para tratores agrícolas (35 e 100 metros), recomendada pela norma NBR 12319 e ISO 5007;
- Realizar esse mesmo ensaio com número maior de pressões e velocidades, com intervalos menores;
- Realizar esse mesmo ensaio para observar a influência da variação das pressões dos pneus traseiros e dianteiros nas vibrações ocupacionais;
- Medir as vibrações ocupacionais em diferentes tratores, utilizando diferentes implementos, seja de arrasto ou acoplado aos três pontos do trator;
- Medir as vibrações ocupacionais em diferentes tratores agrícolas com diferentes pressões e velocidades, em relação aos seguintes parâmetros: consumos de combustível, resistência ao rolamento, patinamento, lastragem, tipo de rodado, entre outros;
- Construção de uma mesa vibratória para realizar testes em assentos, dentro de laboratórios, e, posteriormente, comparar os resultados com testes de pista e a campo;
- Medir as vibrações ocupacionais no segmento mão-braço;
- Realizar medições conjuntas de vibrações ocupacionais com ruídos;
- Realizar trabalhos, objetivando o comportamento dos assentos por faixa de frequência;
- Aplicar novas metodologias para a concepção de assentos para tratores agrícolas, levando em consideração, os efeitos das vibrações ocupacionais, entre outros;
- Utilizar modelagem matemática para comparar com ensaios de vibrações em tratores;

- Desenvolver trabalhos semelhantes, na área de saúde e segurança do trabalho, objetivando difundir aos menos instruídos, os benefícios relativos a esta área.

CAPÍTULO 6 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALONÇO, A. S. **Mecanização agrícola**: Caderno didático NEMA. Santa Maria: UFSM, 2001. 136 p.

ALONÇO, A. S. **Metodologia de projeto para a concepção de máquinas agrícolas seguras**. 2004. 221 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2004.

ANFAVEA - ASSOCIAÇÃO NACIONAL DOS FABRICANTES DE VEÍCULOS AUTOMOTORES. **Anuário estatístico da indústria automotiva brasileira**. Disponível em: <<http://www.anfavea.com.br>>. Acesso em: 10 abr. 2004.

ANFLOR, C. T. M. **Estudo da transmissibilidade da vibração no corpo humano na direção vertical e desenvolvimento de um modelo biomecânico de quatro graus de liberdade**. 2003. 105 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia) - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2003.

ARAUTO JÚNIOR, A. **Manutenção preditiva**: Usando análise de vibrações. Barueri: Manole, 2004. 190 p.

ARAÚJO, G. M.; BENITO, J.; SOUSA, C. R. C. (Org.). **Normas regulamentadoras comentadas**: Legislação de segurança e saúde do trabalho. 3. ed. Rio de Janeiro: Gbl, 2002. 1232 p.

BACK, N. **Metodologia de projetos de produtos industriais**. Rio de Janeiro: Guanabara, 1983. 389 p.

BALBINOT, A. **Caracterização dos níveis de vibração em motoristas de ônibus**: Um enfoque no conforto e na saúde. 2001. 281 f. Tese (Doutorado em Biomecânica) - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2001.

BARCELÓ L.E.; HILBERT J.A.; AUCANÁ M. **Efecto de diferentes presiones de inflado y regulaciones del asiento sobre las vibraciones de cuerpo entero en tractores agrícolas**. INSTITUTO DE INGENIERIA RURAL INTA CAUTELAR. 2004. 10 p. Disponível em: <<http://www.inta.gov.ar/index.html>> Acesso em 10 out. 2005.

BERASATEGUI, M. R. **Modelización y simulación del comportamiento de un sistema mecánico con suspensión aplicado a los asientos de los tractores agrícolas**. 2000. 259 f. Tese (Doctorado En Ingeniería Mecánica) - Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad Politécnica de Madri, Madri, 2000.

BLOCH, S C. **Excel for engineers and scientists**. 2. ed. Florida: John Wiley & Sons, 2003. 226 p.

BOVENZI, M.; BETTA, A. A. Low-back disorders in agricultural tractor drivers exposed to whole-body vibration and postural stress. **Journal of Safety Research**, Silsoe, p. 196-197. 1999.

DHINGRA, H. S.; TEWARI, V. K.; SANTOKH, S. Discomfort, pressure distribution and safety in operator's seat – a critical review. **Journal of Scientific Research and Development**. Silsoe, 2003. 16 p.

EBE, K.; GRIFFIN, M. J. Effect of polyurethane foam on dynamic sitting comfort, in proceeding of inter noise. **International Congress on Noise Control Engineering**, p. 205-210. 1994.

EMBRAPA. Centro Nacional de Pesquisa de Solos (Rio de Janeiro). **Sistema brasileiro de classificação de solos**. Brasília: EMBRAPA Produção da Informação; Rio de Janeiro: EMBRAPA Solos, 1999. 412 p.

FEBO, P.; PESSINA, D. Survey of the working condition of used tractors in Northern Italy. **Journal of Agricultural Engineering Research**, p. 193-202. 1995.

FERREIRA, M. F. P.; ALONÇO, A. S.; MACHADO, A. L. T.; REIS, A. V.; MACHADO, R. L. T. Análise das pressões internas de pneus utilizados em tratores agrícolas 4x2 e 4x2 com TDA novos e usados. In: CONGRESSO INTERNACIONAL DE ENGENHARIA AGRÍCOLA, 2006. **Anais**. Chillán, 2006. CD Rom.

FURASTÉ, A. P. **Normas técnicas para trabalhos científicos**: Elaboração e formatação. 14. ed. Porto Alegre: Brasul, 2006. 308 p.

GERGES, S. N. Y. **Ruído**: Fundamentos e controle. 2. ed. Florianópolis: Nr Editora, 2000. 676 p.

GÖHLICH, H. **Mench und Maschine, Lehrbuch der Agrartechnik**: Band 5. Berlin: Perey, 1987. 176 p.

GRANDJEAN, E. **Manual de ergonomia**. 4. ed. Porto Alegre: Artes Médicas, 1998. 200 p.

GRIFFIN, M. J. A comparison of standardized methods for predicting the hazards of whole-body vibration and repeated shocks. **Journal of Sound and Vibration**, Silsoe, p. 883-914. 1998.

GROEHS, A. G. **Mecânica vibratória**. São Leopoldo: UNISINOS, 1999. 650 p.

HAUCK, M. **Geregelte Dämpfung für Traktor-fahrersitze**. 2001. 215 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade de Berlin, Berlin, 2001.

HILBERT, J.; BARCELÓ, L.; AUCANA, M. Estudio de impacto utilizando diferentes presiones de inflado sobre las vibraciones de cuerpo intero en tractores agrícolas. CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA AGRÍCOLA, 33., 2002. São Pedro, SP. **Anais**. Sociedade Brasileira de Engenharia Agrícola, 2004. CD Rom.

HILBERT, J.; BARCELÓ, L. **Estudios de nivel de vibraciones en maquinaria agrícola**. INSTITUTO DE INGENIERIA RURAL INTA CAUTELAR. 2004. 10 p. Disponível em: <<http://www.inta.gov.ar/index.html>> Acesso em 10 out. 2005.

HOSTENS, L.; DEPREZ, K.; RAMON, H. An improved design of aid suspension for seats of mobile agricultural machines. **Journal of Sound and Vibration**, Silsoe, p. 205-220. 22 jul. 2003.

HOSTENS, L.; RAMON, H. Descriptive analysis of combine cabin vibrations and their effect on the human body. **Journal of Sound And Vibration**, Silsoe, p. 205-220. 13 jan. 2003.

HEALTH AND SAFETY EXECUTIVE. **Whole-body vibration and shock: a literature review**. Stoneleigh, 2001. 99 p. Disponível em: <<http://www.hse.gov.uk/agriculture/index.htm>>. Acesso em: 10 out. 2004.

IIDA, I. **Ergonomia: Projeto e produção**. São Paulo: Edgar Blücher, 1990. 451 p.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 2631 Mechanical Vibration and Shock - Evaluation of Human Exposure of Whole-Body Vibration: General requirements**. Geneva, 1997. 31 p.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 5007, Agricultural wheeled tractors – Operator’s seat – Laboratory measurement of transmitted vibration: General requirements**. Geneva, 2003. 31 p.

KAHIL, M. A.; GAMERO, C. A. Níveis de ruído: Avaliação ergonômica de alguns tratores e equipamentos agrícolas. **Energia na agricultura**, Botucatu, v. 12, n.3, p. 46-53. 1997.

KUMAR, A.; VARGHESE. M.; MOHAN, D.; MAHAJAN, P.; GULATI, P.; SHASHANK, K. Effect of whole-body vibration on the low back: A study of tractor driving farmers in North India. **Spine**, Silsoe, p. 2506-2515. 1999.

LINDÉN, J. **Test methods for ride comfort evaluation of truck seats**. 2003. 190 f. Tese (Doutor em Controle e Automação) - Kungl Tekniska Högskolan, Institutionen För Signaler, Sensorer & System Reglerteknik, Stockholm, 2003.

MACHADO, A. L. T.; REIS, A. V.; MORAES, M. L. B.; ALONÇO, A. S. **Máquinas para preparo do solo, semeadura, adubação e tratamento culturais**. Pelotas: UFPEL, 1996. 229 p.

MANSFIELD, N. J. **Human response to vibration**. London: CRC Press, 2005. 227 p.

MÁRQUEZ, L. **Solo tractor'90: Ergonomia y seguridad en los tractores**. Madrid: Labore, 1990. 231 p.

MATHIAS, M. H. **Análise de vibrações em tratores**. 1989. 150 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 1989.

MATSUMOTO, Y.; GRIFFIN, M. J. Movement of the upper-body of seated subjects exposed to vertical whole-body vibration at the principal resonance frequency. **Journal of Sound and Vibration**, Silsoe, p. 743-762. 1998.

MEHTA, C. R.; TEWARI, V. K. Seating discomfort for tractor operators: a critical review. **International Journal of Industrial Ergonomics**, Silsoe, p. 661-674. 2000.

MEHTA, C. R.; SHYAM, M.; VERMA, R. N., Ride vibration on tractor-implement system. **Applied ergonomics**. Silsoe, p. 323-328. 2000.

MIALHE, L. G. **Máquinas agrícolas: Ensaio & certificação**. Piracicaba: Shekinah, 1996. 722 p.

MIRAL BUENO, **Assentos**. Disponível em: <<http://www.miralbueno.com>>. Acesso em: 22 dez. 2005.

MOROTTIN, P. A.; TOLOI, C. M. C. **Análise de séries temporais**. São Paulo: Edgar Blücher, 2004. 535 p.

PADDAN, G. S.; GRIFFIN, M. J. Effect of skating on exposures to whole-body vibration in vehicles. **Journal of Sound and Vibration**, Silsoe, p. 215-241. 2002.

PAHL, G.; BEITZ, W.; FELDHUSEN, J. GROTE, K. **Projeto na engenharia: Fundamentos do desenvolvimento eficaz de produtos métodos e aplicações.** São Paulo: Edger Blücher, 2005. 412 p.

PALMER, K.; COGGON, D. PANNETT, B.; GRIFFIN, M. J. The development of a self-administered questionnaire to asses exposures to hand-transmitted and whole-body vibration and their health effects. **Journal of Sound And Vibration**, Silsoe, p. 653-686. 1998.

PANERO, J.; ZELNIK, M. **Las dimensiones humanas en los espacios interiores: Estándares antropometricos.** 5. ed. México: G, Gili, 1993.

PORTELLA, A. J. **Colheita de grãos mecanizada: Implementos, manutenção e regulagens.** Viçosa: Aprenda Fácil, 2000.

PRASAD, N.; TEWARI, V. K.; YADAV, R. Tractor ride vibration: a review. **Journal of Terramechanics**, Silsoe, p. 205-219. 1995.

REGAZZI, R. D.; XIMENES, M. G. **Importância da avaliação da vibração no corpo humano:** INMETRO. Rio de Janeiro: 2003. 20 p.

ROZIN, D. **Conformidade do posto de operação de tratores agrícolas nacionais com normas de ergonomia e segurança.** 2004. 186 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) - Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, 2004.

SALIBA, T. M.; CORRÊA, M. A. C.; AMARAL, L. S. **Higiene do trabalho: Programa de prevenção de riscos ambientais.** 3. ed. São Paulo: Ltr, 2002. 262 p.

SANTOS, P. F. **Avaliação dos níveis de ruído e vibração vertical no assento de um trator agrícola de pneus utilizando um sistema de aquisição automática de dados.** 2002. 53p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Curso de Pós-graduação em Mecanização Agrícola, Universidade Federal de Viçosa, Viçosa. 2002.

SCHLOSSER, J. F.; DEBIASI, H.; PARCIANELLO, G.; RAMBO, L. Antropometria aplicada aos operadores de tratores agrícolas. **Ciência Rural**, Santa Maria, p. 983-988. 2002.

SCHLOSSER, J.F. **Tratores agrícolas.** Santa Maria: UFSM, 2001. 63 p.

SCHLOSSER, J.F. **Máquinas agrícolas A.** Santa Maria: UFSM, 2002. 207 p.

SCHLOSSER, J.F.; DEBIASI, H. **Acidentes com tratores agrícolas: Caracterização e prevenção.** Santa Maria: UFSM, 2001. 86 p.

SELL, I. **Projeto do trabalho humano: Melhorando as condições de trabalho.** Florianópolis: UFSC, 2002. 470 p.

SILVA G. **Plantio Direto: Geração do futuro.** Disponível em: <http://globo rural.globo.com/barra.asp?d=/edic/183/rep_plantiodireto.htm>. Acesso em: 22 jan. 2007.

SMIDERLE, O. J.; GIANLUPPI, D.; GIANLUPPI, V. **O Plantio Direto como Sistema de Produção.** Disponível em: <http://www.cpafr.embra.br/index.php/cpafr/artigos/o_plantio_direto_como_sistema_de_produ_o>. Acesso em: 22 jan. 2007.

TAVARES, G. **Elementos orgânicos e fundamentais de máquinas e implementos agrícolas.** Londrina: UEL, 2000. 247 p.

TEWARI, V. K. Ride vibration on tractor-implement system. **Applied Ergonomics**, Silsoe, p. 323-328. 2000.

TEWARI, V. K.; PRASAD, N. Three-DOF modeling of tractor seat-operator system. **Terramechanics**, p. 207-219. 1999.

VAN NIEKERKA, J. L.; PIELEMEIERB, W. J.; GREENBERG, J. A. The use of seat effective amplitude transmissibility (SEAT) values to predict dynamic seat comfort. **Journal of Sound and Vibration**, Silsoe, p. 867-888. 2003.

WOYCIK, I.; HILBERT, J. A., AMADOR, A. C.; CETRÁNGOLO, H. **La vibración en los tractores agrícolas: Estudio de impacto utilizando diferentes presiones de inflado en los neumáticos.** INSTITUTO DE INGENIERIA RURAL INTA CAUTELAR. 2004. 10 p. Disponível em: <<http://www.inta.gov.ar/index.html>> Acesso em 10 out. 2005.

WU, X.; GRIFFIN, M. J. Study of human-seat interface pressure distribution under vertical vibration. **International Journal of Industrial Ergonomics**, Silsoe, p. 433-449. 1998.

YADAV, R.; TEWARI, V. K. Tractor operator seat workplace design: a review. **Journal of Terramechanics**, Silsoe, p. 41-53. 1998.

APÊNDICE 1

GRÁFICOS DAS ACELERAÇÕES EFICAZES NO DOMÍNIO DO TEMPO

Neste apêndice, são apresentadas as figuras relativas as acelerações no domínio do tempo de todos os tratamentos, onde (P) é pressão de insuflagem dos pneus, (V) é a velocidade de deslocamento do conjunto trator-semeadora e (K) é o número de repetições dos tratamentos.

As Figuras A1.1, A1.2, A1.3, A1.4, A1.5 e A1.6, são resultados das repetições (K) do primeiro tratamento, pressão de insuflagem (P1) de 179 kPa (26 lb/pol²) x velocidade de deslocamento de 4,5 km/h (V1). O eixo y corresponde a aceleração (m/s²) e o eixo x corresponde ao tempo em segundos. As Figuras apresentam as vibrações medidas no assento na cor azul e as vibrações medidas no suporte do assento na cor vermelha.

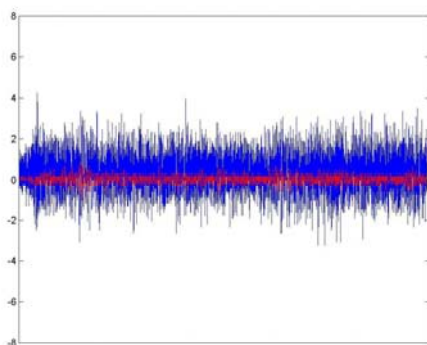


Figura A1.1 - P1 x V1 x K1

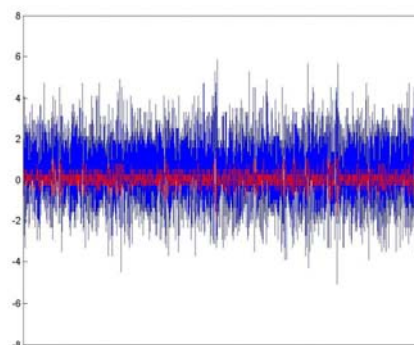


Figura A1.2 - P1 x V1 x K2

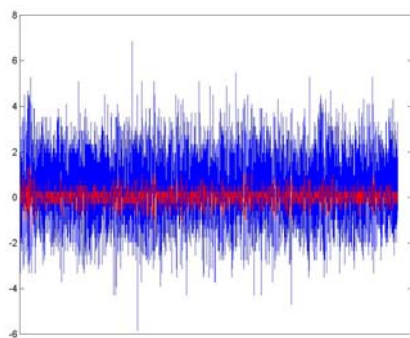


Figura A1.3 - P1 x V1 x K3

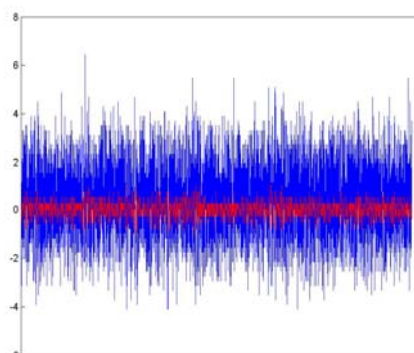


Figura A1.4 - P1 x V1 x K4

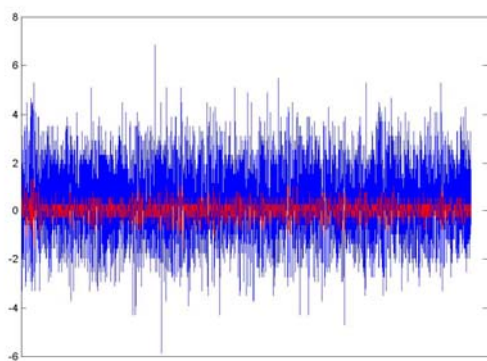


Figura A1.5 - P1 x V1 x K5

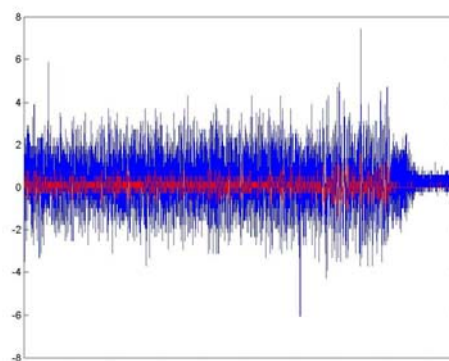


Figura A1.6 - P1 x V1 x K6

As Figuras A1.7, A1.8, A1.9, A1.19, A1.11 e A1.12, são resultados das repetições (K) do primeiro tratamento, pressão de insuflagem (P1) de 179 kPa (26 lb/pol²) x velocidade deslocamento de 7 km/h (V2). O eixo y corresponde a aceleração (m/s²) e o eixo x corresponde ao tempo em segundos. As Figuras apresentam as vibrações medidas no assento na cor azul e as vibrações medidas no suporte do assento na cor vermelha.

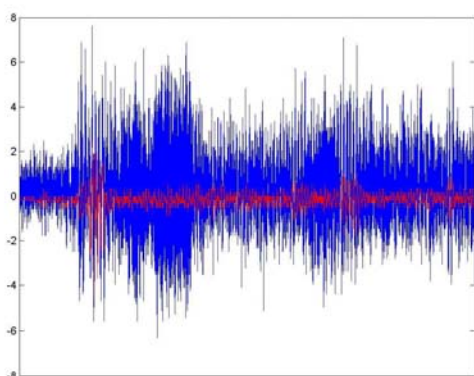


Figura A1.7 - P1 x V2 x K1

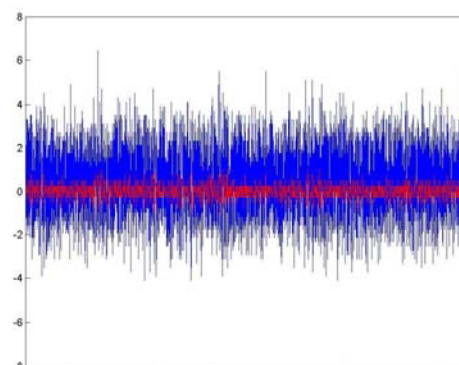


Figura A1.8 - P1 x V2 x K2

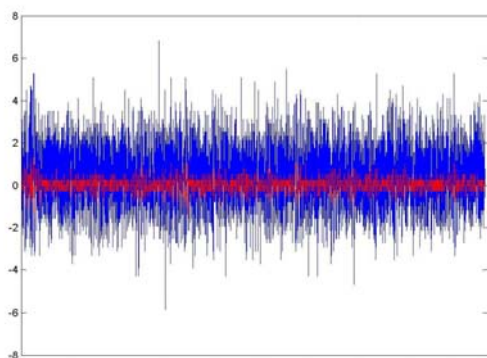


Figura A1.9 - P1 x V2 x K3

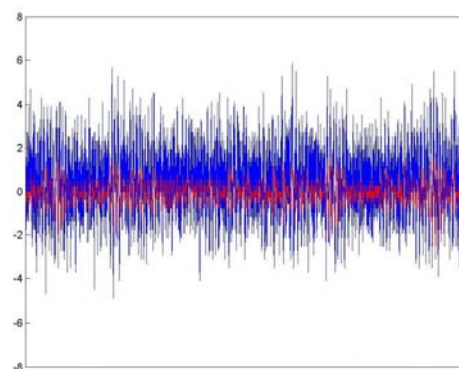


Figura A1.10 - P1 x V2 x K4

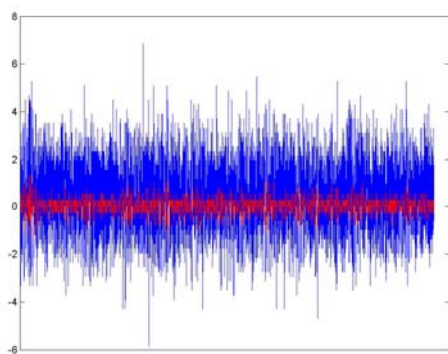


Figura A1.11 - P1 x V2 x K5

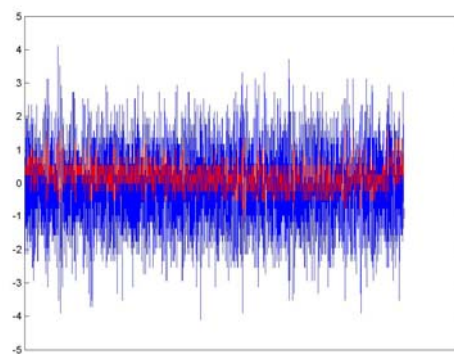


Figura A1.12 - P1 x V2 x K6

As Figuras A1.13, A1.14, A1.15, A1.16, A1.16 e A1.18, são resultados das repetições (K) do primeiro tratamento, pressão de insuflagem (P2) de 138 kPa (20 lb/pol²) x velocidade de deslocamento (V2) de 7 Km/h. O eixo y corresponde a aceleração (m/s²) e o eixo x corresponde ao tempo em segundos. As Figuras apresentam as vibrações medidas no assento na cor azul e as vibrações medidas no suporte do assento na cor vermelha.

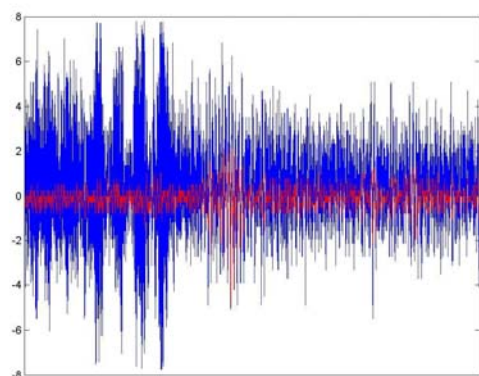


Figura A1.13 – P2 x V1 x K1

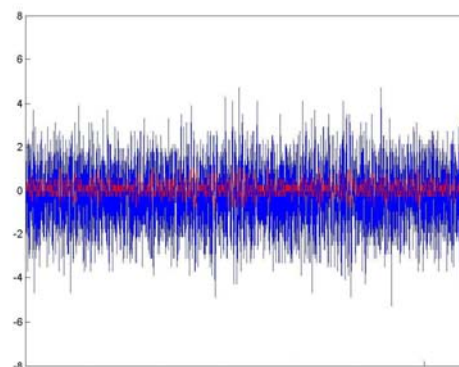


Figura A1.14 – P2 x V1 x K2

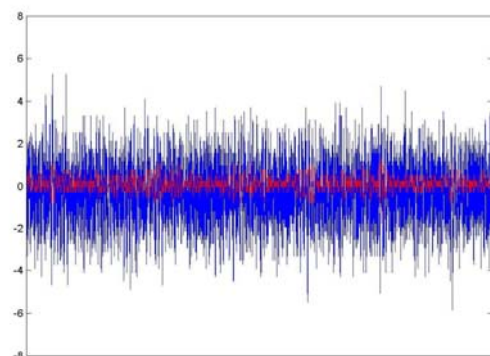


Figura A1.15 – P2 x V1 x K3

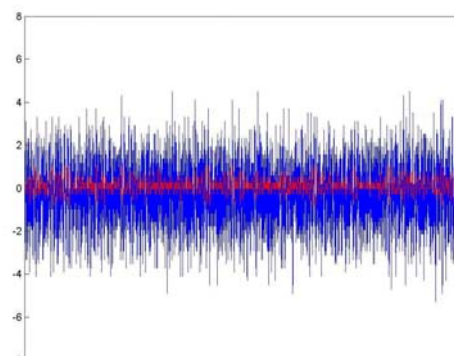


Figura A1.16 – P2 x V1 x K4

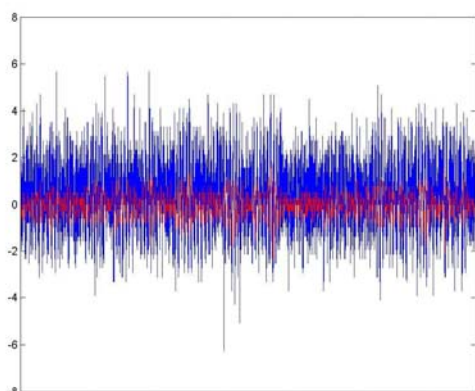


Figura A1.17 – P2 x V1 x K5

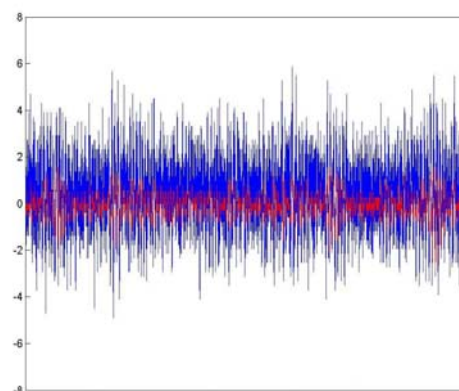


Figura A1.18 – P2 x V1 x K6

Os gráficos A1.19, A1.20, A1.21, A1.22, A1.23 e A1.24, são resultados das repetições (K) do segundo tratamento, pressão de insuflagem (P2) de 138 kPa (20 lb/pol²) x velocidade (V2) de 7 km/h. O eixo Y é aceleração (m/s²) e o eixo X é tempo em segundos. As Figuras apresentam as vibrações medidas no assento na cor azul e as vibrações no suporte do assento na cor vermelha.

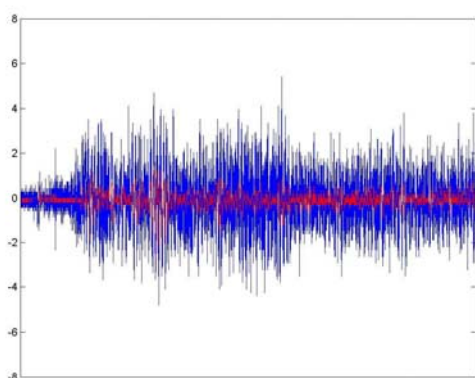


Figura A1.19 – P2 x V2 x K1

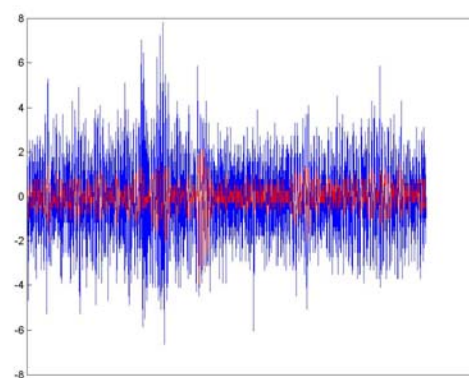


Figura A1.20 – P2 x V2 x K2

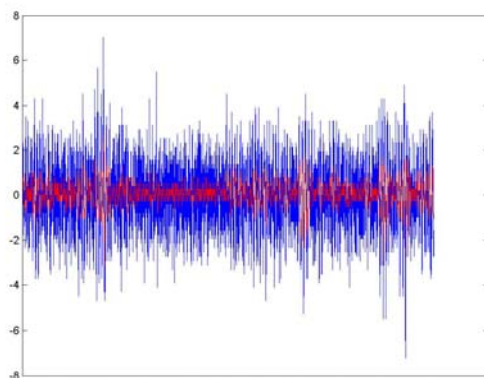


Figura A1.21 – P2 x V2 x K3

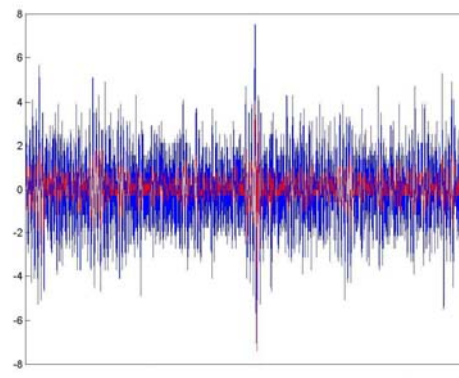


Figura A1.22 – P2 x V2 x K4

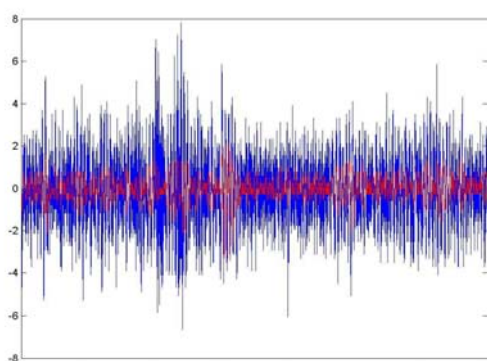


Figura A1.23 – P2 x V2 x K5

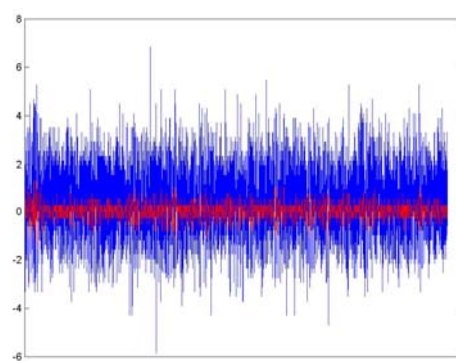


Figura A1.24 – P2 x V2 x K6

Os gráficos A1.25, A1.26, A1.27, A1.28, A1.29 e A1.30, são resultados das repetições (K) do segundo tratamento, pressão de insuflagem (P3) de 96 kPa (14 lb/pol²) x velocidade (V1) de 4,5 km/h. O eixo Y é aceleração (m/s²) e o eixo X é tempo em segundos. As Figuras apresentam as vibrações medidas no assento na cor azul e as vibrações no suporte do assento na cor vermelha.

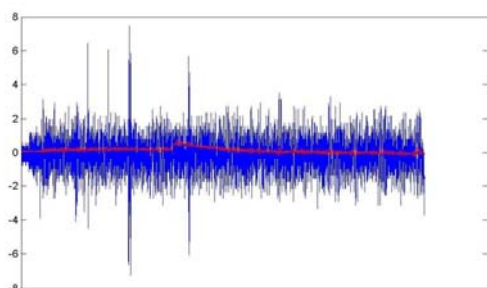


Figura A1.25 – P3 x V1 x K1

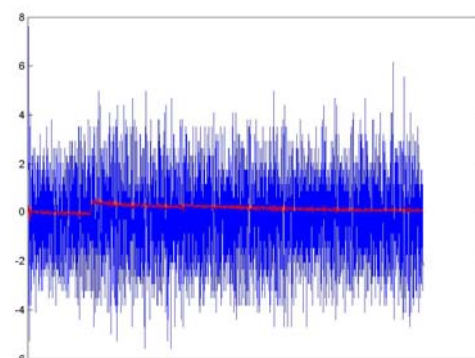


Figura A1.26 – P3 x V1 x K2

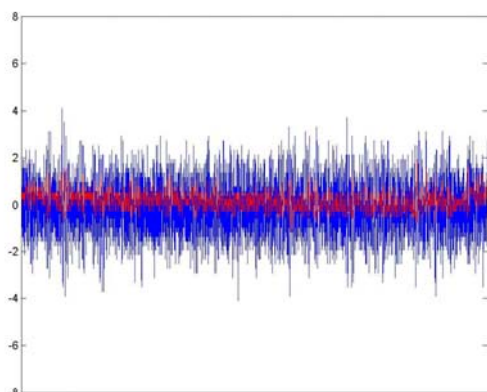


Figura A1.27 – P3 x V1 x K3

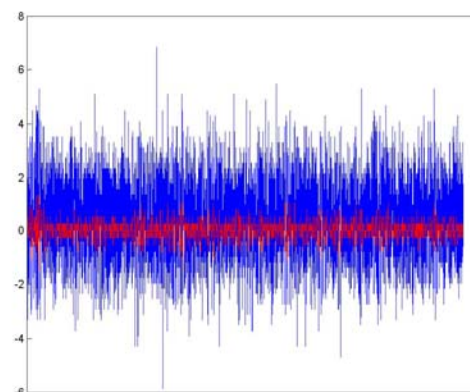


Figura A1.28 – P3 x V1 x K4

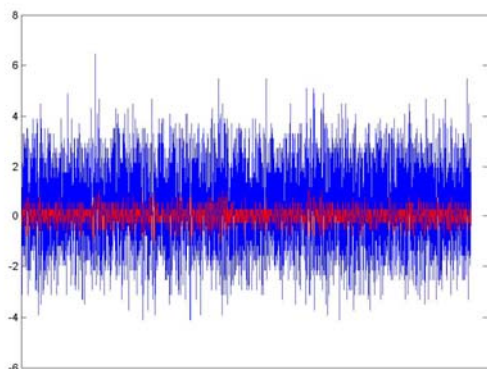


Figura A1.29 – P3 x V1 x K5

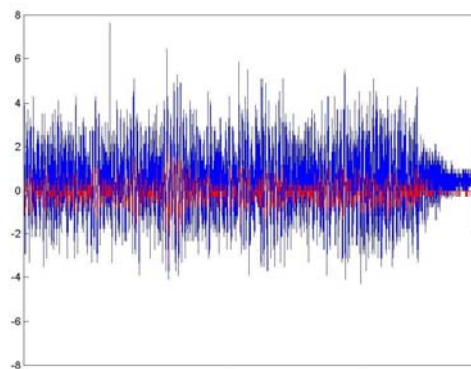


Figura A1.30 – P3 x V1 x K6

Os gráficos A1.31, A1.32, A1.33, A1.34, A1.35 e A1.36, são resultados das repetições (K) do segundo tratamento, pressão de insuflagem (P3) de 96 kPa (14 lb/pol²) x velocidade (V2) de 7 km/h. O eixo Y é aceleração (m/s²) e o eixo X é tempo em segundos. Cada repetição é de 100 metros que corresponde a 55 segundos à velocidade de 7 km/h. Os gráficos apresentam as vibrações medidas no assento na cor azul e as vibrações no suporte do assento na cor vermelha

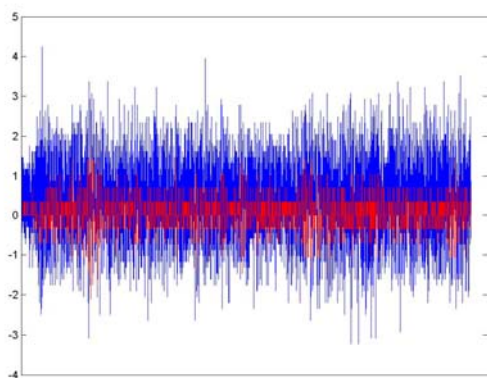


Figura A1.31 – P3 x V2 x K1

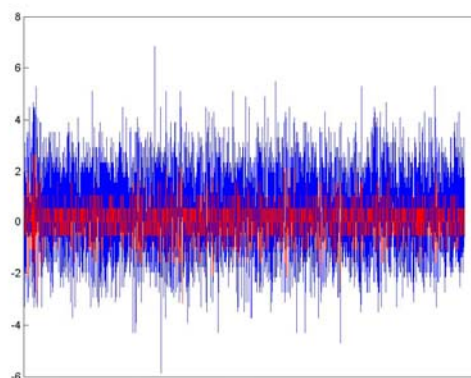


Figura A1.32 – P3 x V2 x K2

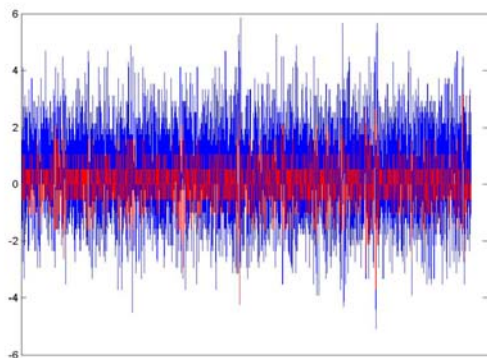


Figura A1.33 – P3 x V2 x K3

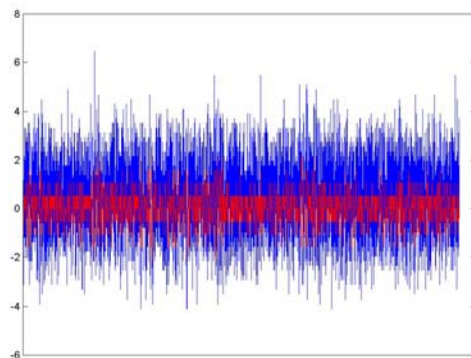


Figura A1.34 – P3 x V2 x K4

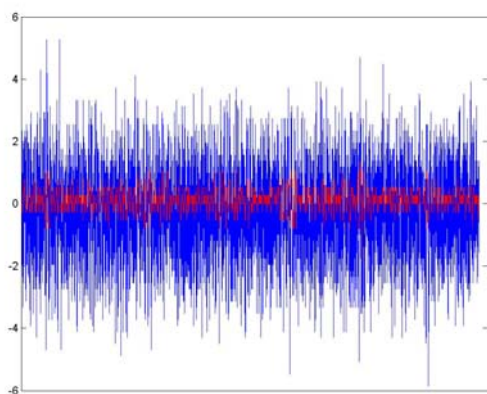


Figura A1.35 – P3 x V2 x K5

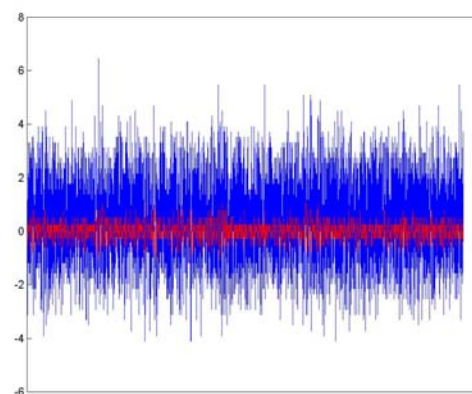


Figura A1.36 – P3 x V2 x K6

APÊNDICE 2

ACELERAÇÕES EFICAZES NO DOMÍNIO DA FREQUÊNCIA EM BANDA DE 1/3 DE OITAVA

Nas Tabelas A2.1 e A2.2, são apresentadas as acelerações eficazes no domínio da frequência em banda de 1/3 de oitava para todos os tratamentos.

Pressão de insuflagem dos pneus (P), Velocidade de deslocamento (V) e Repetições (K).

Tabela A2.1
Acelerações eficazes (P1xV1, P1xV2 e P2xV1).

	Frequências (Hz)																			
	1,00	1,25	1,60	2,00	2,50	3,15	4,00	5,00	6,30	8,00	10,00	12,50	16,00	20,00	25,00	31,50	40,00	50,00	63,00	80,00
P1 x V1 x K1	0,04	0,04	0,20	0,26	0,37	0,65	0,22	0,18	0,12	0,16	0,06	0,04	0,06	0,04	0,04	0,05	0,04	0,03	0,01	0,01
P1 x V1 x K2	0,10	0,12	0,01	0,01	0,01	0,01	0,21	0,56	0,27	0,13	0,17	0,27	0,22	0,18	0,21	0,16	0,13	0,12	0,03	0,02
P1 x V1 x K3	0,03	0,04	0,34	0,42	0,27	0,05	0,14	0,16	0,19	0,20	0,31	0,20	0,23	0,10	0,05	0,07	0,05	0,05	0,05	0,05
P1 x V1 x K4	0,13	0,15	0,09	0,11	0,17	0,33	0,30	0,31	0,27	0,26	0,14	0,06	0,08	0,06	0,09	0,08	0,06	0,06	0,05	0,02
P1 x V1 x K5	0,06	0,08	0,09	0,11	0,15	0,24	0,34	0,16	0,23	0,28	0,05	0,16	0,12	0,05	0,05	0,07	0,08	0,08	0,04	0,03
P1 x V1 x K6	0,11	0,14	0,14	0,18	0,26	0,46	0,24	0,33	0,33	0,29	0,11	0,08	0,09	0,06	0,07	0,12	0,05	0,04	0,04	0,02
P1 x V2 x K1	0,75	0,60	1,50	1,87	1,40	0,83	2,16	0,21	0,78	1,34	0,61	0,28	0,26	0,15	0,07	0,04	0,05	0,06	0,02	0,02
P1 x V2 x K2	0,66	0,53	1,17	1,47	1,28	1,20	0,60	1,56	1,60	1,58	0,31	0,44	0,28	0,17	0,26	0,10	0,20	0,11	0,09	0,05
P1 x V2 x K3	0,75	0,60	1,38	1,72	1,45	1,24	1,26	1,86	1,30	0,89	0,29	0,49	0,33	0,30	0,24	0,16	0,12	0,12	0,05	0,04
P1 x V2 x K4	0,07	0,06	0,80	1,00	1,02	1,27	1,50	1,53	1,92	0,48	0,61	0,20	0,36	0,33	0,17	0,21	0,18	0,17	0,05	0,04
P1 x V2 x K5	0,73	0,58	0,18	0,23	0,52	1,16	1,57	1,85	1,22	1,18	0,49	0,48	0,32	0,30	0,21	0,22	0,11	0,07	0,02	0,02
P1 x V2 x K6	0,83	0,50	0,29	0,36	0,57	1,04	1,57	1,04	1,68	1,30	0,69	0,53	0,31	0,09	0,21	0,09	0,13	0,13	0,05	0,07
P2 x V1 x K1	0,17	0,14	0,77	0,26	0,41	0,19	0,35	0,25	0,51	0,25	0,03	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,05	0,04	0,03	0,02
P2 x V1 x K2	0,42	0,34	0,21	0,26	0,34	0,56	0,26	0,26	0,19	0,21	0,14	0,13	0,11	0,07	0,11	0,11	0,09	0,10	0,03	0,03
P2 x V1 x K3	0,13	0,11	0,08	0,10	0,07	0,03	0,12	0,46	0,40	0,43	0,08	0,08	0,06	0,07	0,06	0,05	0,04	0,04	0,02	0,01
P2 x V1 x K4	0,03	0,03	0,01	0,02	0,05	0,12	0,43	0,14	0,73	0,24	0,13	0,25	0,27	0,10	0,07	0,07	0,07	0,07	0,05	0,02
P2 x V1 x K5	0,10	0,12	0,11	0,14	0,13	0,14	0,49	0,42	0,41	0,46	0,17	0,03	0,10	0,06	0,06	0,05	0,07	0,07	0,06	0,03
P2 x V1 x K6	0,20	0,24	0,08	0,10	0,11	0,16	0,45	0,30	0,38	0,67	0,04	0,03	0,02	0,01	0,02	0,01	0,01	0,01	0,01	0,00

Tabela A2.2
Acelerações eficazes (P2xV2, P3xV1 e P3xV2).

	Frequências (Hz)																			
	1,00	1,25	1,60	2,00	2,50	3,15	4,00	5,00	6,30	8,00	10,00	12,50	16,00	20,00	25,00	31,50	40,00	50,00	63,00	80,00
P 2 x V 2 x K 1	0,93	0,74	0,63	1,04	0,79	0,70	1,06	1,15	0,82	1,02	0,43	0,45	0,32	0,21	0,15	0,04	0,06	0,06	0,02	0,02
P 2 x V 2 x K 2	0,57	0,46	0,21	0,53	0,19	0,41	1,35	1,28	1,10	1,05	0,45	0,45	0,29	0,39	0,32	0,25	0,14	0,07	0,04	0,04
P 2 x V 2 x K 3	0,53	0,64	0,58	0,72	0,41	0,73	1,28	0,08	1,58	0,63	0,38	0,52	0,63	0,43	0,31	0,22	0,17	0,12	0,07	0,04
P 2 x V 2 x K 4	0,01	0,01	0,29	0,57	0,30	0,42	0,23	1,49	1,10	1,10	0,68	0,51	0,49	0,30	0,22	0,20	0,13	0,12	0,06	0,04
P 2 x V 2 x K 5	0,45	0,55	0,56	0,70	0,62	0,59	1,60	0,40	0,73	0,54	0,42	0,16	0,49	0,59	0,22	0,30	0,23	0,12	0,13	0,05
P 2 x V 2 x K 6	0,96	1,15	0,57	0,71	0,65	0,66	1,86	0,31	0,35	0,38	0,22	0,18	0,29	0,50	0,35	0,19	0,14	0,07	0,10	0,09
P 3 x V 1 x K 1	0,71	0,57	0,49	0,81	0,63	0,59	0,34	0,26	0,14	0,05	0,06	0,03	0,02	0,01	0,01	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
P 3 x V 1 x K 2	0,69	0,62	0,71	0,89	0,73	0,58	0,11	0,08	0,19	0,06	0,03	0,03	0,02	0,01	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
P 3 x V 1 x K 3	0,63	0,70	0,48	0,24	0,37	0,39	0,44	0,37	0,22	0,32	0,44	0,13	0,21	0,15	0,13	0,06	0,06	0,05	0,03	0,04
P 3 x V 1 x K 4	0,55	0,50	0,37	0,46	0,47	0,57	0,14	0,44	0,22	0,25	0,11	0,03	0,06	0,05	0,04	0,06	0,04	0,03	0,04	0,03
P 3 x V 1 x K 5	0,90	0,81	0,34	0,42	0,31	0,17	0,01	0,14	0,59	0,31	0,02	0,10	0,09	0,04	0,02	0,04	0,02	0,02	0,06	0,04
P 3 x V 1 x K 6	0,78	0,94	0,68	0,85	0,56	0,17	0,03	0,33	0,13	0,01	0,08	0,03	0,04	0,05	0,03	0,05	0,04	0,04	0,04	0,03
P 3 x V 2 x K 1	0,41	0,49	0,16	0,40	0,37	0,56	1,43	1,35	1,42	1,41	0,54	0,35	0,38	0,14	0,09	0,05	0,05	0,06	0,02	0,03
P 3 x V 2 x K 2	0,29	0,04	0,06	0,43	0,13	0,27	1,86	1,57	0,80	1,42	0,49	0,37	0,26	0,26	0,10	0,06	0,04	0,04	0,02	0,04
P 3 x V 2 x K 3	0,44	0,09	0,09	0,47	0,35	0,48	1,08	1,65	1,46	1,65	0,41	0,31	0,32	0,26	0,21	0,14	0,05	0,04	0,02	0,03
P 3 x V 2 x K 4	0,38	0,19	0,24	0,48	0,39	0,44	1,20	1,12	1,65	1,80	0,54	0,48	0,44	0,27	0,27	0,17	0,10	0,09	0,03	0,03
P 3 x V 2 x K 5	0,62	0,50	0,18	0,73	0,53	0,69	1,33	1,36	1,36	1,40	0,45	0,41	0,42	0,27	0,20	0,12	0,06	0,06	0,02	0,00
P 3 x V 2 x K 6	0,29	0,35	0,73	0,34	0,53	0,19	1,43	1,35	1,60	1,41	0,54	0,35	0,26	0,04	0,03	0,03	0,04	0,03	0,02	0,01

APÊNDICE 3

ACELERAÇÕES EFICAZES PONDERADAS NO DOMÍNIO DA FREQUÊNCIA EM BANDA DE 1/3 DE OITAVA

Nas Tabelas A3.1 e A3.2, são apresentadas as acelerações eficazes ponderadas no domínio da frequência em banda de 1/3 de oitava para todos os tratamentos.

Pressão de insuflagem dos pneus (P), Velocidade de deslocamento (V) e Repetições (K).

Tabela A3.2
 Acelerações eficazes ponderadas (P2xV2, P3xV1 e P3xV2).

		Frequências (Hz)																				
		1,00	1,25	1,60	2,00	2,50	3,15	4,00	5,00	6,30	8,00	10,00	12,50	16,00	20,00	25,00	31,50	40,00	50,00	63,00	80,00	
P 2 x V 2 x K 1		0,45	0,36	0,31	0,55	0,50	0,56	1,02	1,19	0,86	1,06	0,42	0,40	0,24	0,13	0,08	0,02	0,02	0,02	0,01	0,00	0,00
P 2 x V 2 x K 2		0,28	0,22	0,10	0,28	0,12	0,33	1,31	1,33	1,10	1,08	0,44	0,41	0,22	0,25	0,16	0,10	0,04	0,02	0,01	0,01	0,01
P 2 x V 2 x K 3		0,26	0,31	0,28	0,38	0,26	0,59	1,24	0,08	1,67	0,66	0,37	0,47	0,48	0,27	0,16	0,09	0,05	0,03	0,01	0,01	0,01
P 2 x V 2 x K 4		0,00	0,01	0,14	0,30	0,19	0,34	0,22	1,54	1,16	1,14	0,68	0,46	0,38	0,19	0,11	0,08	0,04	0,03	0,01	0,00	0,00
P 2 x V 2 x K 5		0,22	0,26	0,28	0,37	0,39	0,47	1,55	0,41	0,77	0,56	0,41	0,14	0,37	0,38	0,11	0,12	0,07	0,03	0,02	0,01	0,01
P 2 x V 2 x K 6		0,46	0,56	0,28	0,38	0,41	0,53	1,80	0,33	0,37	0,39	0,22	0,16	0,22	0,32	0,18	0,08	0,05	0,02	0,02	0,01	0,01
P 3 x V 1 x K 1		0,34	0,27	0,24	0,43	0,40	0,47	0,33	0,27	0,15	0,06	0,05	0,03	0,01	0,01	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
P 3 x V 1 x K 2		0,33	0,30	0,35	0,47	0,46	0,47	0,11	0,08	0,21	0,06	0,03	0,02	0,01	0,01	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
P 3 x V 1 x K 3		0,31	0,34	0,24	0,13	0,23	0,32	0,43	0,38	0,23	0,33	0,43	0,12	0,16	0,09	0,07	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01	0,00
P 3 x V 1 x K 4		0,27	0,24	0,18	0,25	0,30	0,46	0,14	0,46	0,23	0,26	0,11	0,03	0,05	0,03	0,02	0,02	0,01	0,01	0,01	0,01	0,00
P 3 x V 1 x K 5		0,44	0,39	0,17	0,22	0,19	0,14	0,01	0,14	0,62	0,32	0,02	0,09	0,07	0,02	0,01	0,02	0,01	0,00	0,01	0,01	0,01
P 3 x V 1 x K 6		0,38	0,46	0,34	0,45	0,36	0,13	0,03	0,34	0,13	0,01	0,08	0,03	0,03	0,03	0,02	0,02	0,01	0,01	0,01	0,01	0,00
P 3 x V 2 x K 1		0,20	0,24	0,08	0,21	0,23	0,45	1,39	1,40	1,50	1,46	0,53	0,31	0,29	0,09	0,05	0,02	0,02	0,01	0,01	0,00	0,00
P 3 x V 2 x K 2		0,14	0,02	0,03	0,23	0,08	0,22	1,80	1,63	0,84	1,47	0,48	0,33	0,20	0,17	0,05	0,02	0,01	0,01	0,00	0,00	0,01
P 3 x V 2 x K 3		0,21	0,04	0,05	0,25	0,22	0,38	1,04	1,71	1,54	1,71	0,41	0,28	0,24	0,17	0,11	0,06	0,01	0,01	0,00	0,00	0,00
P 3 x V 2 x K 4		0,18	0,09	0,12	0,26	0,24	0,35	1,16	1,16	1,73	1,86	0,53	0,44	0,34	0,17	0,14	0,07	0,03	0,02	0,01	0,00	0,00
P 3 x V 2 x K 5		0,30	0,24	0,09	0,39	0,34	0,55	1,29	1,42	1,44	1,45	0,44	0,37	0,32	0,17	0,10	0,05	0,02	0,01	0,00	0,00	0,00
P 3 x V 2 x K 6		0,14	0,17	0,36	0,18	0,34	0,15	1,39	1,40	1,69	1,46	0,53	0,31	0,20	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01	0,01	0,00	0,00

APÊNDICE 4

ANOVA

Neste apêndice são apresentados os cálculos estatísticos da análise de variância (ANOVA) bifatorial 3x2.

Fator P = Pressão

Fator V = Velocidade

Tabela A4.1
Análise do fatorial 3X2

Tratamento	K1	K2	K3	K4	K5	K6	Média	Desvio Padrão
P1 x V1	0,69	0,77	0,60	0,68	0,59	0,76	0,68	0,0058
P1 x V2	3,24	3,39	3,42	3,38	3,30	3,20	3,32	0,0079
P2 x V1	0,90	0,79	0,80	0,99	0,95	0,99	0,90	0,0081
P2 x V2	2,46	2,35	2,50	2,49	2,16	2,26	2,37	0,0192
P3 x V1	1,02	1,02	1,08	0,94	1,00	0,98	1,01	0,0022
P3 x V2	3,03	3,05	3,16	3,18	3,00	3,11	3,09	0,0053

Tabela A4.2
Médias dos tratamentos

P/V	P1	P2	P3	
V1	0,68	0,90	1,01	
V2	3,32	2,37	3,09	
Totais	4,01	3,27	4,09	11,37

Tabela A4.3
Análise das variâncias

C V	G.L.	S.Q.	Q.M.	F	
Fator P	2	1,216	0,608	75,05	*
Fator V	1	38,290	38,296	4.725,568	*
Fator P x V	2	2,067	1,033	127,51	*
Tratamentos	5	41,579	8,316		
Resíduo	30	0,2431	0,0081		

Média geral do ensaio = 1,90

Desvio padrão = 0,0893

Coefficiente de variação= 4,71

Teste de TUKEY para as médias de P

Teste de TUKEY

DMS (TUKEY) = 0,09

Trat.	Média	
3	2,048	A
1	2,002	A
2	1,637	B

Teste de TUKEY para as médias de V

Teste de TUKEY

DMS (TUKEY) = 0,06

Trat.	Média	
2	2,927	A
1	0,864	B

Tabela A4.4

Desdobramento de V dentro de P

C V	G.L.	S.Q.	Q.M.	F	
V dentro de P1	1	20,91	20,91	2.622,74	*
V dentro de P2	1	6,45	6,45	809,48	*
V dentro de P3	1	13,00	13,00	1.630,68	*
(V dentro de P)	3	376,21			

Tabela A4.5

Desdobramento de P dentro de V

C V	G.L.	S.Q.	Q.M.	F	
A dentro de B1	2	0,330	0,165	20,75	*
A dentro de B2	2	2,950	1,476	185,16	*
A dentro de B	4	3,2831			

Teste de TUKEY para médias de V dentro de P1

Teste de TUKEY

DMS (TUKEY) = 0,106

Trat.	Média	
2	3,320	A
1	0,670	B

Teste de TUKEY para médias de V dentro de P2

Teste de TUKEY

DMS (TUKEY) = 0,106

Trat.	Média	
2	2,370	A
1	0,903	B

Teste de TUKEY para médias de V dentro de P3

Teste de TUKEY

DMS (TUKEY) = 0,106

Trat.	Média	
2	3,088	A
1	1,007	B

Teste de TUKEY para médias de P dentro de V2

Teste de TUKEY

DMS (TUKEY) = 1,284

Trat.	Média	
3	1,007	A
2	0,903	A
1	0,682	B

Teste de TUKEY para médias de P dentro de V1

Teste de TUKEY

DMS (TUKEY) = 0,128

Trat.	Média	
1	3,320	A
3	3,088	B
2	2,370	C