

PAULO FERNANDO DOS SANTOS FILHO

AVALIAÇÃO DOS NÍVEIS DE RUÍDO E VIBRAÇÃO VERTICAL NO
ASSENTO DE UM TRATOR AGRÍCOLA DE PNEUS UTILIZANDO UM
SISTEMA DE AQUISIÇÃO AUTOMÁTICA DE DADOS

Tese apresentada à
Universidade Federal de Viçosa,
como parte das exigências do
Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Agrícola, para obtenção
do título de “Magister Scientiae”.

VIÇOSA
MINAS GERAIS – BRASIL
2002

PAULO FERNANDO DOS SANTOS FILHO

AVALIAÇÃO DOS NÍVEIS DE RUÍDO E VIBRAÇÃO VERTICAL NO
ASSENTO DE UM TRATOR AGRÍCOLA DE PNEUS UTILIZANDO UM
SISTEMA DE AQUISIÇÃO AUTOMÁTICA DE DADOS

Tese apresentada à Universidade Federal de Viçosa, como parte das exigências do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, para obtenção do título de “Magister Scientiae”.

APROVADA: 13 de maio de 2002.

Prof. Daniel Marçal de Queiroz
(Conselheiro)

Prof. Amaury Paulo de Souza
(Conselheiro)

Prof. Luciano Baião Vieira

Prof. Julião Soares de Souza Lima

Prof. Haroldo Carlos Fernandes
(Orientador)

A Deus.

Aos meus pais e aos meus irmãos.

À minha namorada Sumaira.

Aos meus amigos e aos meus colegas.

AGRADECIMENTO

À Universidade Federal de Viçosa em especial ao departamento de Engenharia Agrícola, pela oportunidade de realizar o curso.

À Fundação de Amparo a Pesquisa do Estado de Minas Gerais (FAPEMIG), pelo suporte à pesquisa e pela bolsa de estudos.

À Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, SP, (FEG-UNESP), por ter cedido os equipamentos e os técnicos.

Ao professor Haroldo Carlos Fernandes, pela orientação e amizade, pelas sugestões e pelo apoio às minhas iniciativas.

Aos professores Daniel Marçal de Queiroz e Amaury Paulo de Souza pela colaboração na redação deste trabalho, pelas sugestões e pela atenção.

Aos professores Nazem Nascimento e Mauro Hugo Mathias da UNESP-Guaratinguetá pelos conselhos nas áreas de vibração e acústica de máquinas.

Aos funcionários do Departamento de Engenharia Agrícola e colegas da pós-graduação da mecanização, pelo incentivo e amizade durante todo o processo de realização do curso de mestrado.

Aos funcionários da FEG, Engenheiro Elétrico Válter, Engenheiro Mecânico Quirino e aos Técnicos Pedro, Savinho e Urbano, pelo apoio e ajuda na fase experimental.

Ao meu pai Engenheiro Agrônomo Paulo Fernando dos Santos, pelo incentivo e a minha irmã Engenheira Agrônoma Ana Elisa pela colaboração na formatação da tese e pelo apoio.

BIOGRAFIA

PAULO FERNANDO DOS SANTOS FILHO, filho de Paulo Fernando dos Santos e Maria José de Oliveira dos Santos, nasceu em Salvador, Bahia, no dia 23 de janeiro de 1974.

Em 1994, ingressou na Universidade Federal da Bahia (UFBA), graduando-se em Engenharia Mecânica em março de 1999. Em março de 2000, iniciou o curso de Mestrado em Engenharia Agrícola na UFV.

ÍNDICE

RESUMO.....	vii
ABSTRACT.....	viii
1. INTRODUÇÃO.....	1
2. REVISÃO DE LITERATURA.....	3
2.1. Ergonomia.....	3
2.2. Conforto em tratores.....	4
2.3. Caracterização dos níveis de vibração e ruído em máquinas agrícolas e florestais.....	5
2.3.1. Nível de vibração.....	5
2.3.2. Nível de ruído.....	8
2.4. Conceitos básicos de aquisição de dados.....	9
2.5. Efeitos da vibração no corpo humano.....	11
2.6. Efeitos do ruído no corpo humano.....	12
2.7. Avaliação do ruído em tratores agrícolas e florestais operando em diferentes condições de trabalho.....	13
2.8. Avaliação das vibrações em tratores agrícolas e florestais operando em diferentes condições de trabalho.....	14
2.9. Isolamento de vibrações entre o assento e o chassi.....	15
2.10.Princípio de funcionamento do sistema de suspensão do assento.....	16
2.11.Leis e normas.....	18
2.11.1.Medição da vibração em máquinas.....	18
2.11.2.Medição do ruído em máquinas.....	22
3. MATERIAL E MÉTODOS.....	24
3.1. Localização do experimento.....	24
3.2. Trator e o implemento.....	24
3.2.1.Trator.....	24
3.2.2. Implemento.....	25
3.3. Detalhe dos componentes e acessórios do assento do operador.....	25
3.4. Caracterização da área.....	26
3.5. Características do operador.....	26

3.6. Dados climatológicos.....	26
3.7. Velocidade de deslocamento.....	27
3.8. Montagem do experimento.....	27
3.9. Equipamento para medição dos níveis de ruído e vibração.....	29
3.9.1. Vibração.....	29
3.9.2 Ruído.....	29
3.10. Esquema da montagem do sistema de aquisição no trator.....	30
4. RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	32
4.1. Medições dos níveis de vibração vertical no assento base do assento.....	32
4.2. Faixa de frequência dos maiores picos de vibração no assento do operador.	34
4.3. Resultados da avaliação dos níveis de ruído.....	35
4.3.1. Níveis de ruído durante a gradagem.....	36
4.4. Análise estatística dos níveis de ruído para três marchas em estudo.....	38
4.5. Comparação dos níveis de ruído obtidos durante a gradagem com os valores estabelecidos pelas principais normas técnicas.....	40
4.6. Comparação dos níveis de vibração encontrados durante a gradagem com valores estabelecidos pelas principais normas técnicas.....	41
5. RESUMO E CONCLUSÕES.....	44
6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	46
7. APÊNDICE.....	51

EXTRATO

SANTOS FILHO, Paulo Fernando dos, M. S., Universidade Federal de Viçosa, maio de 2002. **Avaliação dos níveis de ruído e vibração vertical no assento de um trator agrícola de pneus utilizando um sistema de aquisição automática de dados.** Orientador: Haroldo Carlos Fernandes. Conselheiros: Daniel Marçal de Queiroz e Amaury Paulo de Souza.

Este trabalho foi realizado na Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá (FEG-UNESP), SP, no laboratório de vibração e acústica e numa área experimental localizada no município de Guaratinguetá, com os seguintes objetivos: a) desenvolver um sistema de aquisição automática de dados que pudesse ser embarcado no trator; b) determinar os níveis de ruído e de vibração vertical no assento e na base do assento de um trator agrícola executando a operação (gradagem) para diferentes velocidades de trabalho; c) caracterizar a faixa de frequência que apresenta os maiores picos de vibração vertical no assento do operador do trator; e d) analisar o conforto do operador comparando os níveis de vibração e ruído obtidos, com as principais normas vigentes. Na avaliação dos níveis de ruído e vibração, utilizaram-se um trator de pneus de 55,2 kW (75 cv) e uma grade destorroadora-niveladora “off-set” de 28 discos. O sistema de aquisição de dados foi constituído por sensores, de vibração e ruído; condicionadores e amplificadores e um conversor analógico-digital instalados em um microcomputador e embarcados no trator ensaiado. Posteriormente os dados foram tratados pelo programa ORIGIN 50. Com base nos resultados obtidos, concluiu-se que: os níveis de aceleração encontrados na parte superior do assento foram consideravelmente inferiores aos níveis da base para as três velocidades, sendo a terceira marcha a que apresentou os maiores níveis de vibração; a faixa de frequência que apresentou os maiores picos de vibração vertical foi entre 2 e 4 Hz; os valores de aceleração ponderada global encontraram-se bem acima dos limites definidos pela norma ISO 2631 para um período de 8 horas de trabalho; houve um crescimento dos níveis de vibração com o aumento da velocidade do sistema trator-implemento; e o sistema trator-implemento emitiu níveis de ruído acima dos limites estipulados pela norma NB 95, para todas as velocidades testadas.

ABSTRACT

SANTOS FILHO, Paulo Fernando dos, M. S., Universidade Federal de Viçosa, May 2002. **Evaluating the levels of noise and vertical vibration in the seat of a agricultural tire tractor using an automatic data acquisition system.** Adviser: Haroldo Carlos Fernandes. Committee members: Daniel Marçal de Queiroz and Amaury Paulo de Souza.

A study was carried out at the Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá – FEG-UNESP, SP, in the acoustics and vibration laboratory as well as in an experimental area located in Guaratinguetá county. The following objectives were purposed: a) to develop an automatic system for data acquisition, that could be connected to the tire tractor; b) to determine the levels of noise and vertical vibration in both the seat and seat basis of an agricultural tire tractor under operation (harrowing) at different speeds; c) to characterize the frequency range presenting the highest picks of vertical vibration in the tractor operator's seat; d) to analyze the operator's comfort, by comparing the actual levels of vibration and noise with the main effective norms. In evaluating the levels of noise and vibration, a 55.2 kW (75 hp) tire tractor and an off-set 28-disk harrow were used. The data acquisition system consisted of some vibration and noise sensors, conditioners, amplifiers, and a digital-analogical converter plugged to a microcomputer and connected to the tested tractor. Later, the data were treated by the program ORIGIN 50. Based on the obtained results, the following conclusions were drawn: the acceleration levels obtained at the upper part of the seat were much lower than the ones in the seat basis at the three operational speeds, whereas the third march presented the highest vibration levels; the frequency range from 2 to 4 Hz presented the highest picks of vertical vibration; the values of the total weighed acceleration were found to be much above those limits determined by the norm ISO 2631 for a 8-working-hours period; the vibration levels increased as the speed of the tractor-implement system were increased; finally, the noise levels emitted by the tractor-implement system exceeded the limits specified by the norm NB 95, for all tested speeds.

1. INTRODUÇÃO

O setor primário sempre teve um papel importante na economia nacional, gerando vários empregos diretos e indiretos. A disponibilidade de grande parte do território com clima e vegetação favorável às práticas agrícolas fizeram com que o Brasil se tornasse um grande exportador de produtos agropecuários. Para viabilizar esta produção, surgiu a necessidade de crescimento das áreas cultivadas para produção de alimentos e como consequência pesquisas no setor agrícola têm sido desenvolvidas, usando principalmente à mecanização das operações agrícolas.

O Brasil caracteriza-se como o maior país da América Latina, em extensão territorial, e o quinto do mundo em área total, isto é, 8.547.403,5 km². Seu Produto Interno Bruto (PIB) é o maior da América Latina e nono do mundo, de acordo com a Almanaque Abril, 1996, citado por NAGAOKA (2001).

De acordo com informações da ANFAVEA, em 2000, citada por NAGAOKA (2001), a área cultivada no País é de 53,5 milhões de hectares e o índice de mecanização evoluiu da marca de 410 ha/trator, no ano de 1960, para cerca de 115ha/trator em 1998.

O avanço da mecanização agrícola levou, principalmente nas grandes áreas, à substituição da tração animal por máquinas modernas, que têm resolvido uma série de problemas no plantio e colheita. No início, os projetos dos tratores estavam mais voltados a redução nos custos de produção e equipamento. Com o desenvolvimento tecnológico, passou-se a buscar o aperfeiçoamento da relação homem – máquina, no sentido de impor ao homem uma carga de trabalho mais suave, visando à redução da fadiga. Atualmente, vêm sendo desenvolvendo vários estudos, procurando facilitar a relação do homem com o ambiente de trabalho. Esses estudos, envolvem várias outras ciências que, dentro do contexto das disciplinas afins, estão ligadas à organização e à segurança do trabalho, concebendo sistemas de produção mais eficazes sob os pontos de vista econômico, técnico e social.

Em sua maioria, os tratores agrícolas em circulação no País apresentam 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, MATHIAS (1989). Tais problemas são influenciados por fatores físicos, que podem ser divididos em:

- fatores dinâmicos que referem-se às vibrações, acelerações, etc;
- fatores ambientais que referem-se à temperatura, pressão, ruído, etc; e

- fatores relacionados ao espaço físico.

O conforto do tratorista constitui num importante diferencial para o aumento da produtividade nas operações agrícolas. As cabines providas de ar condicionado e poltronas confortáveis favorecem o trabalho dos operadores de máquinas, pois, a temperatura elevada, o ruído e vibrações geram um desconforto significativo. A diminuição dos níveis de vibração e ruído em veículos agrícolas implicam em avanços nos projetos, no sentido de se obter um melhor aproveitamento de potência, diminuição de desgaste e de esforços mecânicos.

A poluição sonora não se restringe somente às regiões de grande concentração industrial, como acontece com a poluição atmosférica, nem às estritas regiões, como é o caso da poluição radioativa, nem às regiões produtoras de álcool, com a poluição dos rios. O ruído está presente em qualquer trânsito de veículos, em qualquer processo fabril, em qualquer obra civil.

Em geral, os tratores e máquinas agrícolas produzem vibrações de baixa frequência, que são transmitidas para o posto do operador. Essas frequências podem gerar problemas de visão, irritabilidade, deformações lombares e problemas digestivos. Para amortecer e amenizar essas vibrações de baixa de frequência, têm sido estudadas várias alternativas de implantação de um sistema de suspensão mais eficiente para o posto do operador.

Alguns fatores devem ser considerados na concepção do posto de trabalho, no caso do trator. Um dos mais importantes é o assento, que o tratorista usualmente ocupar por mais horas anuais do que qualquer cadeira ou banco, inclusive as de sua sala de estar, ou de seu automóvel, somando-se a isto o fato da vibração de um trator ser geralmente mais intensa do que nos demais ambientes em que ele possa permanecer.

Portanto, este trabalho teve como principais objetivos:

- Desenvolver um sistema de aquisição automática de dados, que pudesse ser embarcado no trator.
- Determinar os níveis de ruído e de vibração vertical no assento e na base do assento de um trator agrícola em operação (gradagem), em diferentes velocidades de trabalho.
- Caracterizar a faixa de frequência, que apresenta os maiores picos de vibração vertical no assento do operador do trator.
- Analisar o conforto do operador, comparando-se os níveis de vibração e ruído obtidos com os previstos nas principais normas vigentes.

2. REVISÃO DE LITERATURA

2.1. Ergonomia

Ergonomia é o estudo sobre o relacionamento entre o homem e seu trabalho, equipamento e ambiente. Este estudo envolve a aplicação de conhecimento sobre anatomia, fisiologia e psicologia nas soluções dos problemas surgidos deste relacionamento. Numa situação ideal, a ergonomia deve ser aplicada as etapas iniciais do projeto de uma máquina, ambiente ou local de trabalho, visando sempre ao conforto e à segurança do operador (IIDA, 1990).

A ergonomia não é uma ciência ou uma tecnologia, mas um conjunto de ciências e tecnologias que procuram a adaptação confortável e produtiva entre o ser humano e seu trabalho.

O termo ergonomia tem o seguinte significado: ergo = trabalho e nomos = regras. Portanto, ergonomia significa “as regras para organizar o trabalho”. A necessidade de aplicar os conhecimentos da ergonomia nas empresas vem aumentando, em virtude do crescimento de lesões por esforços repetitivos, fadiga e lombalgia nos trabalhadores. Entretanto, o mesmo não se pode dizer dos fabricantes que projetam equipamentos sem nenhuma avaliação ergonômica, gerando problemas sérios nos usuários.

Ferreira et al., em 1988, citados por VITÓRIA (2000), afirmaram que, no Brasil, a preocupação com o trabalhador é relativamente recente. Apenas na década de 70 é que a ergonomia passou a preocupar os profissionais, sendo o setor automobilístico o primeiro a procurar ajustar o “design” dos veículos ao padrão médio de medida do homem brasileiro.

De acordo com SCHLOSSER e DEBIASI (2002), os conhecimentos sobre ergonomia provocaram novos conceitos, os quais levaram os fabricantes a oferecer modelos de tratores com melhores rendimentos, no sentido de localização de comandos e instrumentos.

2.2. Conforto em tratores

Os níveis de ruído e vibração excessivos em tratores agrícolas geram uma sensação incômoda para o operador, de maneira a aumentar sua fadiga física e mental. O conforto do trator para o operador, geralmente, é verificado por meio de análises subjetiva ou objetiva. A análise subjetiva é mais simples e consiste na avaliação do conforto por meio de uma ou mais pessoas que tenham experiência na área. A análise objetiva inclui a determinação das amplitudes e direções, a frequência e a duração com que as vibrações e ruídos ocorrem.

Os efeitos das frequências podem ser avaliados, utilizando-se um sistema de frequências ponderadas semelhantes às escalas utilizadas em acústica. Geralmente a aceleração rms (root mean square) é usada para determinar o conforto durante a operação do trator, sendo três importantes fatores levados em consideração, isto é, intensidade, frequência e direção da vibração (LI e SOMAYAJULA, 1994).

MEHTA e TEWARI (2000) descreveram várias maneiras de se analisar, objetiva ou subjetivamente, o conforto do assento do trator para o operador. Para a análise objetiva foram relatados os tipos de sensores que avaliam a pressão de contato do corpo do operador com o assento, exposto a várias frequências de vibração. Concluíram que, para realizar um estudo completo sobre o conforto, deve-se levar em consideração informações específicas de biomecânica, níveis de vibração, distribuição de pressão no assento, postura do operador, material do coxim, dentre outros.

Schlosser et al. em 2000, citados por SCHLOSSER e DEBIASI (2002), realizaram uma comparação em termos de nível de ruído à altura do ouvido do operador, considerando o mesmo trator com cabine e sem cabine. Os resultados mostraram que, na ausência de cabines, o ruído ficou acima dos limites considerados salubres para uma jornada de trabalho de 8 horas (85 dB). A montagem da cabine reduziu o nível de ruído em, aproximadamente, 5 dB. Além disso, não houve diferenças significativas no nível de ruído com as janelas da cabine abertas, ou fechadas, até à rotação de 2000 rpm. Nesta rotação, o ruído foi maior com as janelas abertas, o que pode ser explicado em função de problemas construtivos apresentados pela cabine testada.

O ruído é uma onda sonora, ou um complexo de ondas sonoras, causando sensação de desconforto. O ruído tem causado uma gradual perda de sensibilidade auditiva humana (TIBIRIÇÁ, 1997).

2.3. Caracterização dos níveis de vibração e ruído em máquinas agrícolas e florestais

2.3.1 Nível de vibração

A vibração mecânica consiste no movimento de um ponto material ou um corpo que oscila em torno de uma posição de equilíbrio. A maioria das vibrações em máquinas ou estruturas, são indesejáveis em virtude do aumento de tensão e perdas de energia que as acompanham. Devem, portanto, ser eliminadas ou reduzidas tanto quanto possível por meio de projetos adequados.

Na prática, as vibrações consistem de uma mistura complexa de diversas ondas com frequências e direções diferentes. A partir da análise destes componentes, é possível calcular o nível médio das vibrações. Esse nível médio pode ser usado para estimar o impacto dessas ondas no corpo humano (DUL e WEERDMEESTER, 1995).

INOUE (1997) avaliou vários tipos de pneus e concluiu que as alturas de garras e frisos não são variáveis que interferem nas constantes de rigidez verticais, sendo essas constantes estimadas somente a partir dos valores de pressão de enchimento dos pneus.

De acordo com PEREIRA e PADOVESE (2000), as solicitações geradas pelas vias de rolamento têm grande relevância na resposta dinâmica de veículos e seus componentes mecânicos. O desgaste de pneus é influenciado pela severidade da pista. O conceito de severidade leva em conta certos parâmetros como, a rugosidade do pavimento e o nível de ondulação do perfil.

Segundo ARBETSMILJOINSTITUTED et al. (1990), a intensidade da vibração depende da estrutura do solo, do projeto da máquina (suspensão, localizações do assento e cabine, pneus), da velocidade, da técnica de dirigir, dentre outros.

Sanders e McCormick, em 1987, citados por PRASAD et al.(1995), descrevem duas principais vibrações em tratores, isto é, senoidais e aleatórias. As vibrações senoidais e regulares são possíveis de prever, enquanto as aleatórias e irregulares não possibilitam essa predição.

Analisando os níveis de vibração aos quais os condutores de trator estão expostos durante o trabalho, OLIVEIRA e SILVA (1998) levaram em consideração um modelo de trator com dois graus de liberdade, assim como sua interação com o solo.

O trator mostrado na Figura 1, como qualquer corpo rígido livre no espaço, possui seis graus de liberdade, os quais são descritos por:

- movimento de translação ao longo dos eixos x (transversal), y (longitudinal) e z (vertical); e
- movimento de rotação ao redor dos eixos x (pitch), y (roll) e z (yaw).

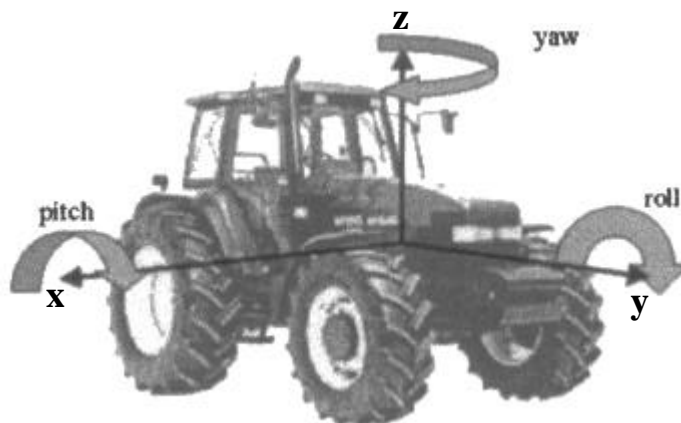


Figura 1. Graus de liberdade de um trator agrícola.

Cada movimento afeta, diferentemente, as características dinâmicas do veículo. Assim, o movimento longitudinal atua mais na performance, afetando a aceleração de deslocamento e a frenagem, o transversal afeta a estabilidade e controle do veículo, enquanto os movimentos verticais e pitch afetam mais nos aspectos relacionados ao conforto, conforme Nathoo e Healey, em 1978, citados por (MATHIAS, 1989).

As principais funções estatísticas utilizadas para descrever um processo aleatório são:

- Valor médio quadrático
- Função autocorrelação
- Função densidade espectral

O valor médio quadrático de um registro temporal pode ser dado pela equação:

$$\overline{X^2} = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt \quad \text{Eq.1}$$

em que

$\overline{X^2}$ = valor médio quadrático de $x(t)$; e

T = tempo de registro.

A raiz quadrada do valor quadrático médio é o “root mean square” é o valor rms ou eficaz da função.

A função autocorrelação para uma quantidade $R_x(\mathbf{t})$ é a média do produto do valor da quantidade do instante t pelo seu valor $(t + \mathbf{t})$, em que \mathbf{t} é o período fundamental. Esta função pode ser expressa, matematicamente, por

$$R_x(\mathbf{t}) = \frac{1}{T} \int_0^T x(t)x(t + \mathbf{t}) dt \quad \text{Eq.2}$$

A aplicação principal da função autocorrelação é a obtenção da função densidade espectral de potência, $S_x(f)$. Esta função descreve a composição geral do sinal aleatório, em termos da distribuição do seu valor médio quadrático para cada frequência que o sinal contém (GERGES, 1992). A função pode ser expressa, matematicamente, por

$$S_x(f) = \int_{-\infty}^{\infty} R_x(\mathbf{t}) e^{-i2\pi f \mathbf{t}} d\mathbf{t} \quad \text{Eq.3}$$

A transformada rápida de Fourier (FFT) é um procedimento matemático, que transforma um conjunto de dados no domínio do tempo para o domínio da frequência, sem perda de informações. Na transformada inversa de Fourier ocorre o contrário.

A transformada contínua de Fourier é dada pela seguinte equação abaixo:

$$X(f) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)e^{-j2\pi ft} dt \quad \text{Eq.4}$$

A representação discreta da transformada é dada pela equação

$$X(f) = \sum_{i=0}^{N-1} x_i e^{-j2\pi fi/N} \quad \text{Eq.5}$$

em que

x_i é o sinal temporal com i variando entre $0 \leq i \leq N - 1$, sendo N o número total de amostras.

2.3.2. Nível de ruído

O nível de ruído depende da faixa de potência do motor do trator, aumentando à medida que a potência aumenta. Os tratores de esteiras apresentam os níveis mais altos. Os níveis de ruídos medidos indicam uma condição de trabalho de extremo desconforto ao operador, havendo grande risco de perda de audição (FERNANDES, 1991).

O som caracteriza-se por flutuações de pressão em meio compressível. Som e ruído não são sinônimos. O ruído é apenas um tipo de som, mas o som não é necessariamente ruído (GERGES, 1992). O ouvido humano é capaz de perceber como som variações de pressão em uma faixa muito extensa, ou seja, desde $0,00001 \text{ N/m}^2$, que é considerado como limiar da audição, até níveis dolorosos da ordem de 12 N/m^2 .

A extensa faixa perceptível de pressão sonora sugere aplicação de uma escala logarítmica para sua medição, obtendo-se assim o nível de pressão sonora “NPS” em (dB) a partir da seguinte equação abaixo:

1 Bel = 10 decibéis

$$\text{NPS (dB)} = 20 \log \frac{P}{P_{ref}} \quad \text{Eq.6}$$

em que

P = pressão sonora no local da medição (N/m^2).

P_{ref} = pressão sonora de referente ao limiar da audição, que corresponde a 0,00002 (N/m^2).

2.4. Conceitos básicos de aquisição de dados

Um sistema de aquisição de dados é composto por quatro partes principais:

- Sensores ou transdutores;
- Condicionador; e
- Conversor A/D;
- Programa computacional de aquisição de dados.

Os sensores e transdutores são elementos que captam variações físicas e convertem-nas em sinais e impulsos elétricos. O programa de aquisição de dados é responsável pelo controle do sistema, permitindo ao usuário parametrizar, comandar e monitorar o processo de aquisição. O SDS-PC e SIMAS-PC são softwares desenvolvidos pela LYNX Tecnologia Eletrônica Ltda. O SDS-PC é um programa para análise de dinâmica e vibração de sistemas mecânicos. O SIMAS-PC é um programa para análise de sinais. Outro importante software utilizado na aquisição de dados é o LabVIEW, lançado pela National em 1986, que opera em plataforma Windows e permite a interface entre o computador e qualquer equipamento de teste.

Os sensores de vibrações mecânicas podem ser classificados em dois tipos: a) sensores sem contato, que permitem medição de níveis relativos em relação ao seu ponto de fixação localizado fora do sistema vibratório; b) sensores com contato, que são fixados no sistema vibratório e medem níveis absolutos e fases. São sensores sem contato: capacitivo e indutivo. São sensores com contato: eletromagnético e piezoelétricos.

O acelerômetro consiste de um sensor piezoelétrico formado por uma pastilha de cerâmica artificialmente polarizada que, quando submetida à pressão ou tensão mecânica, gera uma carga elétrica nas faces, proporcional à força (sensor de força) ou proporcional à aceleração da base do acelerômetro. O peso do acelerômetro escolhido não deve ser maior que 10% do peso efetivo da parte vibrante (GERGES, 1992).

Os condicionadores de sinais são circuitos eletrônicos que adequam sinais analógicos para conversão digital. Os principais subcomponentes dos condicionadores são os amplificadores, filtros e isoladores. O conversor A/D é o elemento responsável pela transformação de um sinal analógico em digital. Em geral, os medidores de ruídos e vibrações fornecem níveis numa faixa ampla de frequência, sendo que, para caracterizar a frequência de cada sinal, deve-se utilizar filtros.

O filtro é um sistema (analógico ou digital) que permite a passagem, apenas, dos componentes com frequências que estejam dentro de sua largura de banda, atenuando, consideravelmente, as demais componentes. Há três tipos de filtros: passa baixo, que permite passar, apenas, as componentes de baixas frequências, abaixo da frequência de corte especificada; passa alta, que permite passar, apenas, as componentes de altas frequências, acima da frequência de corte especificada; e passa banda, que permite passar, apenas os componentes de frequência entre a superior f_2 e inferior f_1 , dentro de uma banda ($f_2 - f_1$), sendo normalmente identificado pela frequência central f_c . Para análise espectral, usa-se o filtro do tipo passa banda.

A análise com largura percentual constante é geralmente realizada em escala logarítmica de frequências, sendo usada para comparar as respostas de dois sistemas mecânicos à vibração forçada, além de permitir que uma ampla gama de frequências seja plotada num quadro compacto. Além disso, é o método mais usado na medição de vibrações e ruídos em bandas de 1/1, 1/3, 1/12, ou 1/24 oitava (GERGES 1992).

A análise de largura de banda constante oferece maior decomposição em frequências altas e, ao ser plotada numa escala de frequência linear, é extremamente valiosa na identificação de harmônicos e outros. Os filtros de banda percentual constante mais usados são os de 1/1 e 1/3 oitava.

As equações abaixo relacionam os componentes de frequência superior f_2 e inferior f_1 com a frequência central f_c .

$$f_1 = 2^{-\frac{n}{2}} f_c \quad \text{Eq.7}$$

$$f_2 = 2^{\frac{n}{2}} f_c \quad \text{Eq.8}$$

$$f_c = \sqrt{f_1 f_2} \quad \text{Eq.9}$$

sendo

$n = 1$ para o filtro de 1/1 oitava ;

$n = 1/3$ para o filtro de 1/3 oitava , ... etc .

2.5. Efeitos da vibração no corpo humano

DELGADO (1989) afirma que os fatores ambientais que exercem maior influência sobre o rendimento e a saúde do operador de uma máquina agrícola são: ruído, 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 ação isolada de cada um é nociva ao operador.

A exposição de trabalhadores à vibração, durante a colheita florestal, pode ser parcial ou total, conforme as partes do corpo em contato com as fontes. Analisando sob o ponto de vista da medicina do trabalho, SMITH e THOMAS JR (1993) afirmam que a exposição parcial mais perigosa é a das mãos e dos braços dos trabalhadores, operando com ferramentas motorizadas, como a motosserra. As vibrações totais ocorrem em trabalhos florestais e agrícolas. Os autores ressaltam que a exposição total causa incômodo, redução de produtividade, assim como uma série de sintomas físicos que incluindo náuseas e microfraturas nos ossos.

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 mesmo danificação permanente de determinados órgãos do corpo, GERGES (1992).

Os efeitos da vibração dependem também da frequência do movimento ao qual o trabalhador está exposto. Frequências abaixo de 1 Hz causam enjôos, enquanto as frequências entre 3 e 8 Hz afetam os intestinos e a coluna vertebral e aquelas entre 15 e 24 Hz podem interferir na visão, diminuindo a fixação e a percepção visual, BERASATEGUI (2000).

Em virtude da complexidade da estrutura do organismo humano, composta por diversos ossos, articulações, músculos e órgãos, as reações deste sistema às vibrações mecânicas não ocorrem de maneira uniforme, pois, cada parte pode tanto amortecer quanto amplificar essas ondas. Essas amplificações ocorrem, quando partes do corpo passam a vibrar na mesma frequência. Segundo IIDA (1990), a este fenômeno dá-se o nome de ressonância.

Já Marquez, em 1990, citado por SCHLOSSER e DEBIASI (2002) afirma que o corpo suporta as vibrações mediante uma contração e relaxamento contínuos do sistema muscular, o que depois de um certo tempo, produz um desequilíbrio no sistema de autorregulação, o qual atinge até mesmo o sistema muscular digestivo.

Delgado, em 1991, citado por LIMA (1998), relata que os operadores de tratores na Espanha tem uma propensão a problemas de coluna vertebral, como consequência do tipo do trabalho realizado. Cerca de 70 % dos operadores, com idade compreendida entre 20 e 29 anos, possuem problemas de coluna devido a vibrações mecânicas, os quais podem afetar também o abdome e estômago.

SCHLOSSER e DEBIASI (2002) afirmaram que a coluna vertebral dos operadores de máquinas é uma das partes do corpo mais atingidas pelas doenças ocupacionais oriundas da operação de tratores agrícolas. De acordo com o autor, o NATIONAL SAFETY COUNCIL, nos USA, diagnosticou um total de 400.000 lesões de coluna, ocasionadas pelo trabalho nesse país, que incapacitam o acidentado para o trabalho. Somando-se a isto, o custo econômico do problema pode atingir cerca de 6600 milhões de dólares, ou seja, aproximadamente 6000 dólares por pessoa, contabilizando-se o tratamento médico e aposentadoria.

2.6. Efeitos do ruído no corpo humano

Analisando a problemática do ruído em ambientes de convívio social, LAUX et al. (1999) concluíram que os níveis de exposição ao ruído, tanto para o grupo urbano quanto para o grupo rural, estão acima dos considerados aceitáveis.

GERGES (1992) relata que qualquer redução na sensibilidade de audição é considerada perda de audição e que a exposição a níveis altos de ruído, por longo tempo, danifica as células da cóclea.

Os locais de trabalho onde ocorrem níveis de ruído de 85 a 90 dBA oferecem, segundo Verdussen, em 1978, citado por VITÓRIA (2000), grande risco de surdez, o qual aumenta em função da dependência da frequência dos sons e do tempo de permanência nessa situação. Para o autor, a exposição a ruídos que atingem 110 dBA, por tempo superior a 5 horas, tem conseqüências bastante graves, já que a 160 dBA ocorre a surdez imediata e irreversível.

2.7. Avaliação do ruído em tratores agrícolas e florestais operando em diferentes condições de trabalho

Estudando os níveis de ruído em algumas atividades mecanizadas, durante o processo de colheita florestal, MINETTE (1996) concluiu que os níveis médios mais altos detectados ocorreram nas atividades de toragem com 102,1 dBA e derrubada com 101,2 dBA, sendo o nível de ruído equivalente (Leq) de 99,7 dBA. De acordo com a norma brasileira, o tempo máximo de exposição do operador ao ruído não deve exceder 1 hora.

LIMA (1998) determinou o nível de ruído no ouvido dos operadores de tratores florestais, em operação e parados. Na avaliação do “Feller-Buncher”, parado, com cabine fechada, ar condicionado ligado e o motor em máxima rotação, obteve-se um nível de ruído de 80 dBA. Com acionamento do disco de corte, o nível de ruído subiu para 89 dBA. Já durante a realização do ciclo operacional de corte, o nível de ruído equivalente (Leq) foi de 89 dBA, valor este acima do permitido pela legislação brasileira, que é de 85 dBA em uma jornada de sete horas de trabalho diário. De acordo com o autor, o Leq é influenciado pela alta rotação do motor e pelo contato dos dentes do disco com o tronco das árvores, durante a etapa de corte.

OLIVEIRA et al. (1996), avaliando os níveis de ruído centrado no operador de um conjunto trator-descascador, concluíram que os níveis encontravam-se acima do previsto pela legislação brasileira. Entretanto, como os operadores utilizavam abafadores de ruído, as condições de trabalho, em relação ao ruído, não foram consideradas insalubres.

Meyer et al., em 1993, citados por VITÓRIA (2000), com o intuito de verificar o nível de ruído a que estariam expostos os trabalhadores próximos ao trator em operação, desenvolveram uma metodologia baseada em dados de laboratório, obtidos em testes realizados na Universidade de Nebraska. Eles concluíram que os trabalhadores estavam expostos a níveis de ruído de até 10 dBA a mais, em relação ao ponto de referência para leitura do nível de ruído usado nos testes de Nebraska (7,5 m afastado do trator).

ZOPPELLO et al. (1995) relatam que os implementos tracionados aumentam os níveis de pressão sonora devido a maior exigência de potência do motor, já para os acionados pela tomada de potência, esse aumento é causado principalmente pelos órgãos acionadores.

Ortiz, em 1989, citado por SCHLOSSER e DEBIASI (2002), avaliou 128 tratores, em condições de trabalho, encontrando valores acima de 90 dB, com a maior parte dispersa na faixa de 90-97 dB.

Investigaram os níveis de ruído ao qual o tratorista estariam exposto nas operações de preparo de solo, usando 3 diferentes implementos: arado, grade e sulcador, OLIVEIRA et al. (1998) e concluíram que, nas principais operações agrícolas, o tratorista estava exposto a níveis de poluição pelo ruído superiores aos níveis em geral recomendados pelas legislações em vigor, que fixam 85 dBA o limite máximo de exposição diária ao ruído.

2.8. Avaliação das vibrações em tratores agrícolas e florestais em diferentes condições de trabalho

MATHIAS (1989) analisou o conforto do sistema trator-carreta, utilizando as curvas da norma ISO-2631. As medidas de vibrações foram obtidas, experimentalmente, no assento do tratorista. Da análise dos dados, constatou-se que o tempo necessário para que as atividades do tratorista não sejam prejudicadas pela fadiga é limitado a 7 horas.

YOUNG e SUGGS (1975) investigaram os movimentos roll e pitch em um trator (Ford 3000) com 35,8 kW de potência, numa pista artificial, variando as pressões dos pneus (55, 77 e 117 kPa). A máxima aceleração do movimento roll foi de $0,050 \text{ rad/s}^2$ na frequência de 1,1 Hz com pressão de 55 kPa. Já para o movimento pitch a máxima aceleração ocorreu numa frequência de 4,5 Hz, para todas as pressões analisadas.

Um trabalho realizado por Pessina, em 1986, citado por BERASATEGUI (2000), objetivou relacionar as vibrações sobre os assentos de tratores agrícolas, durante a etapa de transporte, com a velocidade de deslocamento e o engate de implementos. O trator deslocou-se sobre uma pista agrícola acidentada e outra normalizada para ensaios de assento constituída de tábuas de madeiras normalmente, denominada de pista ISO 5007. As velocidades utilizadas no experimento foram 12, 15, 17, e 20 km/h. Vale ressaltar que a velocidade máxima permitida em tratores agrícolas é 40 km/h.

Nesse trabalho, concluiu-se que:

- o nível de aceleração média eficaz cresceu com o aumento na velocidade de deslocamento, sobretudo em direção vertical;
- as acelerações verticais no assento do tratorista predominaram sobre as longitudinais e laterais;
- os implementos de arrasto geraram níveis maiores de aceleração no assento do tratorista do que os implementos suspensos;
- a frequência dominante do trator encontrou-se em 2,5 Hz.

SOUZA (1983) realizou medidas de acelerações nas direções (X,Y e Z), instalando um acelerômetro no assento de uma máquina florestal. Foi adaptado um assento falso para tais medidas, utilizando-se um Data Logger para aquisição dos dados.

2.9. Isolamento de vibrações entre o assento e o chassi

Para atenuar as vibrações geradas pelo movimento do trator sobre o solo deve-se desenvolver um sistema de suspensão eficiente para o posto do operador. Os isoladores de vibrações e choques devem ser aplicados entre a fonte e o receptor afim de oferecer proteção dinâmica ao sistema receptor. Os sistemas de suspensão de assento podem ser ativos ou passivos. Para o sistema ativo, é necessário a presença de sensores que reconheçam a vibração no assento e enviem um sinal para as válvulas de comando hidráulico ou pneumático, acionando, assim, os atuadores. Já o sistema passivo de suspensão é constituído de molas e amortecedores, que atenuam as vibrações geradas pela base do assento.

STEIN (1995) desenvolveu um protótipo de um assento dotado de suspensão eletropneumática, em que um balão de ar colocado embaixo do assento tem como função variar a pressão de acordo com a mudança de peso. O sistema possui um sensor eletropneumático e dois acelerômetros, que registram as vibrações entre as partes móvel e fixa. O esquema do protótipo descrito acima é apresentado na Figura 2.

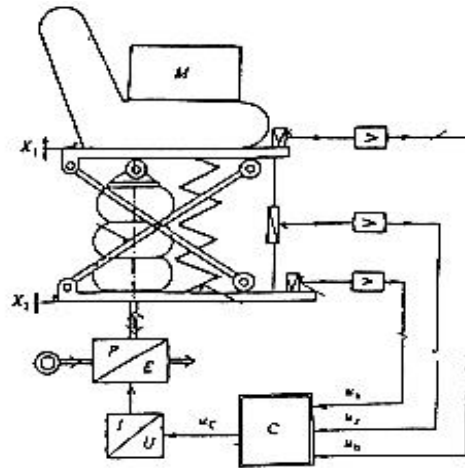


Figura 2. Protótipo de um assento com suspensão eletropneumática (STEIN, 1995).

2.10. Princípio de funcionamento do sistema de suspensão do assento

O sistema operador-assento pode ser representado por um modelo simplificado de um grau de liberdade. O assento está acoplado ao chassi do trator por uma mola e um amortecedor que tem como objetivo principal reduzir a transmissão da vibração ao operador.

Este sistema e a suspensão são apresentados na Figura 3, tendo como massa total $M = m_1 + m_2$, em que m_1 é a massa do operador e m_2 é a massa do assento.

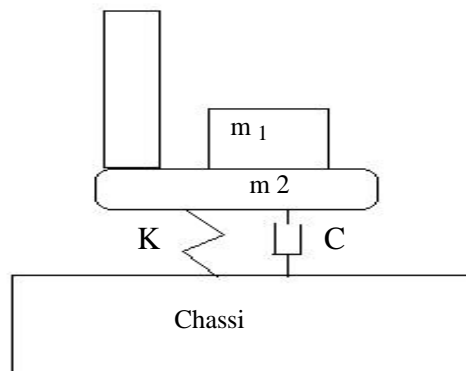


Figura 3. Modelo de um assento com operador.

A razão entre a saída de vibração no assento do operador e a entrada de vibração gerada pelo chassis do trator denomina-se transmissibilidade, que é dada em função das frequências, do chassis do trator e da frequência natural do assento. Para projetar um sistema de suspensão de assento, deve-se levar em consideração os valores de C (constante de amortecimento) e K (constante de rigidez) e a razão de transmissibilidade. Esta razão deve ser: $T < 1$. Caso isso aconteça, reduzirá a intensidade de transmissão de vibração gerada do chassis para o assento do operador. A razão de transmissibilidade, considerada satisfatória, está na faixa de 0,5 a 0,65.

A equação de transmissibilidade T gerada pelo modelo proposto por Den Hartog, em 1956, e citado por LILJEDAHN et.al. (1989) relaciona as frequências naturais do chassis e do assento. Esta equação é descrita como

$$T = \left[\frac{1 + 4z^2 \left(\frac{w_t}{w_s} \right)^2}{\left[1 - \left(\frac{w_t}{w_s} \right)^2 \right]^2 + 4z^2 \left(\frac{w_t}{w_s} \right)^2} \right]^{0.5} \quad \text{Eq.10}$$

em que,

T = transmissibilidade;

ζ = razão de amortecimento;

w_t = frequência do chassis do trator, rad /s;

w_s = frequência natural do assento, rad /s.

A partir da equação de transmissibilidade, podemos definir outras importantes razões:

$$z = \frac{C}{C_c} \quad \text{Eq.11}$$

em que,

C = constante de amortecimento do assento , N.s/m;

C_c = amortecimento crítico, N.s/m;

Definem-se, matematicamente, C_c e a frequência natural w_s do assento do operador, empregando-se a equação

$$C_c = 2Mw_s$$

$$w_s = \sqrt{\frac{K}{M}} \quad \text{Eq.12}$$

em que

M = massa do assento mais a do operador, (kg);

k = constante elástica da mola que liga o assento ao chassis (N/m); e

w_s = frequência natural do assento (rad/s).

2.11. Leis e normas

2.11.1. Medição da vibração em máquinas

No Brasil, a Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) desenvolveu a NBR 12319 (1992), a respeito de medição da vibração transmitida ao operador de tratores agrícolas de rodas e máquinas agrícolas. Além dos métodos para medir e registrar a vibração do corpo humano, esta norma fixa também as condições de operação da máquina e as características da pista artificial opcional de ensaios. Especifica, ainda, os instrumentos, as características das medições e a análise de ponderação das frequências, baseado-se em várias normas, dentre elas a ISO 2631. Para a norma NBR 12319 (1992), a ponderação da frequência pode ser alcançada do seguintes modo:

- análise de aceleração em níveis de banda de 1/3 de oitava, ponderando os níveis individuais de bandas e recombinação-os;
- uso direto de filtros eletrônicos de ponderação em medidores apropriados.

A primeira norma ISO 2631 (de 1978) reconhece quatro parâmetros físicos da vibração, ou seja, intensidade, direção, frequência e duração, que afetam o corpo humano e que devem ser avaliados (BERASATEGUI, 2000).

Segundo MATHIAS (1989), a norma ISO 2631 distingue também três critérios fisiológicos, que permitem avaliar o nível de vibração na faixa de frequência de 1 a 80 Hz, que são:

- Preservação da eficiência operacional (Fatigue Decreased Proficiency Boundary). Este critério é utilizado para delimitar os valores de exposição para pessoas que ao realizar uma tarefa, são expostas à vibração (motorista, tratorista) e cuja habilidade operacional pode ser prejudicada pela fadiga proveniente do efeito vibratório.
- Preservação da saúde (Exposure Limit). Este critério é utilizado para estimar o nível máximo de exposição do corpo humano à vibração. Se este limite for excedido, a saúde da pessoa pode ser prejudicada.
- Preservação do conforto (Reduced Comfort Boundary). Este critério é utilizado para avaliar o conforto de pessoas, em veículos de transporte. Excedendo os limites de exposição, torna-se difícil aos passageiros executarem tarefas básicas como ler, escrever e comer a bordo de veículos.

As curvas denominadas ISO-sensitivas são definidas em termos de valor rms da aceleração em função da frequência para vários tempos de exposição. A obtenção dos limites de exposição depende do critério a ser avaliado. Para o critério de preservação da saúde, multiplicam-se os valores de aceleração indicados nas curvas por um fator 2, ou aumentam-se os mesmos em 6 dB. Já para o critério de preservação de conforto, tomam-se os valores indicados nas curvas de acordo com a direção e divide-os por 3,15 (ou os diminui em 6 dB). A Figura 4 apresenta as curvas ISO-sensitivas para aceleração vertical.

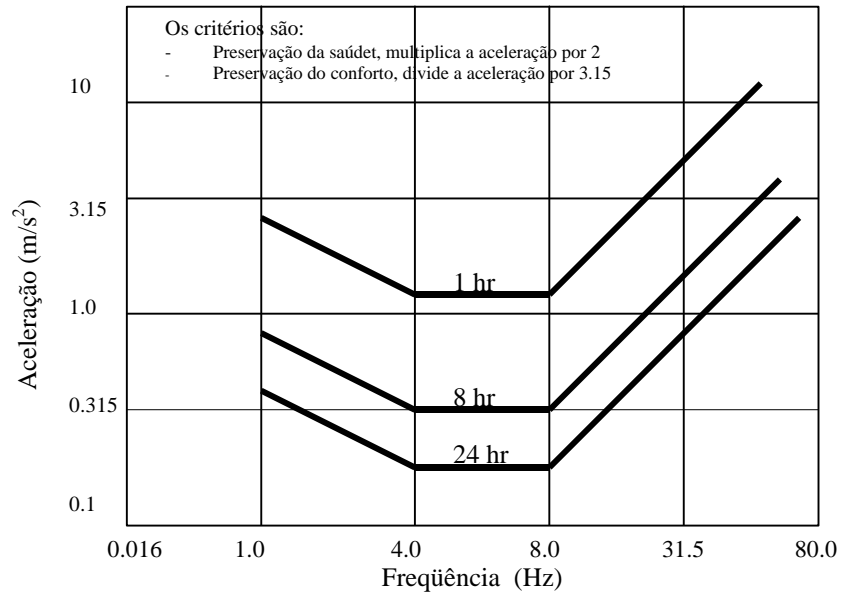
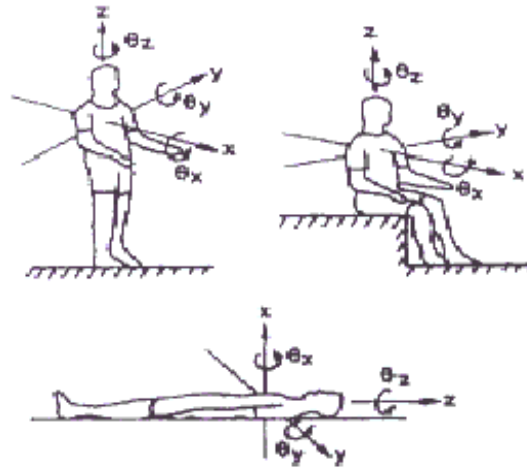


Figura 4 Curvas ISO-sensitivas para aceleração vertical.

As vibrações retilíneas transmitidas ao homem devem ser medidas nas direções apropriadas de um sistema de coordenadas com origem no coração (Fig.5). As acelerações no eixo do pé à cabeça (longitudinal) são designadas a_z ; acelerações no eixo de traz para frente (anteposterior ou peito-costas), a_x e no eixo lateral (da esquerda para direita), a_y ISO 2631 (1985).



Vibrações retilíneas
 x - eixo longitudinal
 y - eixo transversal
 z - eixo vertical

Vibrações rotacionais
 q_x - Roll
 q_y - Pitch
 q_z - Yaw

Figura 5 Direções dos principais movimentos que afetam o ser humano.

Uma das principais mudanças da ISO 2631 (1997) foi a consideração de fatores de ponderação relativos à faixa de frequência de máxima sensibilidade (4 a 8 Hz). Outra consideração é o cálculo da aceleração ponderada resultante, dada pela equação

$$a_v = (k_x^2 a_{wx}^2 + k_y^2 a_{wy}^2 + k_z^2 a_{wz}^2)^{1/2} \quad \text{Eq.13}$$

em que

a_{wx}, a_{wy}, a_{wz} = acelerações eficazes ponderadas, dos eixos ortogonais x,y e z, respectivamente;

k_x, k_y, k_z = fatores de multiplicação que têm os valores 1,4; 1,4; 1 respectivamente, para o critério de preservação do indivíduo, e os valores 1;1;1 para o critério de conforto.

GRIFFIN (1998) estabeleceu uma relação, baseada na zona de preservação da saúde, segundo a norma ISO 2631 (1997), para determinar os tempos máximo (T_u) e mínimos (T_l) de exposição do trabalhador. Os valores de (T_u) e (T_l) são dados pelas equações abaixo:

$$T_u = T_6 \left[\frac{6}{a} \right]^2 \quad \text{Eq. 14}$$

$$T_l = T_3 \left[\frac{3}{a} \right]^2 \quad \text{Eq. 15}$$

T_6 e T_3 são os tempos entre 1 e 10 min, relativos à aceleração de 6 e 3 m/s² rms da zona de preservação da saúde, e a aceleração ponderada encontrada.

2.11.2. Medição do ruído em máquinas

No Ministério do Trabalho existem três normas (NR) relativas à questão do ruído no ambiente de trabalho. A NR 6 refere-se aos equipamentos de proteção individual (EPI), incluindo os protetores auriculares; a NR 7 refere-se ao exame médico, incluindo recomendações para o ambiente de exames audiométricos, enquanto a NR 15 refere-se as atividades e operações insalubres, levando também em consideração os limites relativos à exposição ao ruído.

A Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) possui inúmeras normas relativas às medições de ruído em máquinas, sendo as principais referentes a máquinas agrícolas: NBR-9999 (ASSOCIAÇÃO...- NBR, 1987) – “Medição do Nível de Ruído, no Posto de Operação, de Tratores e Máquinas agrícolas” e NBR – 10400 (NBR, 1988) – “Tratores Agrícolas – Determinação das Características Técnicas e Desempenho”, VITÓRIA (2000).

Com o objetivo de padronizar as avaliações ambientais sobre o ruído ocupacional com uso de dosímetros, a FUNDACENTRO (1986) publicou a “Norma para Avaliação da Exposição Ocupacional ao Ruído”. A Organização de Cooperação e Desenvolvimento Econômico (OCDE) criou, em 1959, uma norma para ensaios de tratores. Na sua versão de 1970, os ensaios com tratores são divididos em 2 tipos: 8 ensaios obrigatórios e 5 ensaios facultativos. Para os ensaios obrigatórios, 2 referem-se ao ruído produzido por tratores: “ruído produzido pelo trator no meio ambiente” e “medida do ruído no ouvido do tratorista” (FERNANDES, 1991).

O limite de exposição ocupacional ao ruído, conforme as normas nacionais de diversos países, e os limites de tolerância ao ruído contínuo ou intermitente, segundo a Portaria nº 3.214/74–NR–15–CLT, são apresentados nos apêndices 2 e 3, respectivamente.

3. MATERIAL E MÉTODOS

3.1. Localização do experimento

O experimento foi conduzido no município de Guaratinguetá, SP, com altitude média de 537 m, longitude de 22° 52' 40" W (Gr) e latitude de 22° 48' 43" S.

3.2. Trator e o implemento

3.2.1. Trator

O trator encontrava-se lastrado, com o tanque, radiador, reservatórios de fluídos de lubrificação e hidráulicos cheios. Os pneus utilizados no ensaio eram de tamanho padronizado para o trator, conforme especificação do fabricante. A profundidade das garras estavam de acordo com a NBR 12319 (1992), segundo a qual a profundidade não deve ser menor do que 65 % da profundidade das garras dos pneus novos.

Características do motor

- Marca/modelo: Perkins 4000.
- Ano de fabricação: 1999.
- Tipo: Diesel, injeção direta, 4 tempos.
- Cilindros: 4, verticais em linha.
- Cilindrada: 4000 cm³.
- Relação de compressão: 16:1
- Potência no motor a 2.200 rpm: 55,2 kW (75 cv).

Transmissão de potência

- Embreagem: independente, 2 discos secos, 254/305 mm de diâmetro, acionamento mecânico por pedal.
- Caixa de câmbio: sincronizada, com 12 marchas para frente e 4 para trás.
- Diferencial: com bloqueio mecânico acionado por pedal.
- Barra de tração: oscilante.

Tomada de potência

- 35 mm, com 6 estrias.
- Potência máxima (2.200 rpm): 49,25 kW (67 cv).
- Potência a 540 rpm (1680 rpm no motor): 45,5 kW (62,0 cv).

Outros dados

- Tração dianteira auxiliar.
- Rodagem diagonal: Rodagem dianteira 12,4-24 R1, com pressão de insuflação de 96,5 kPa (14psi); traseira 18,4-30 R1 com pressão de 110,3 kPa (16 psi), em boas condições.
- Massa sem lastro: 2553 kg.
- Massa com lastro: 3673 kg.
- Sem cabine e estrutura de proteção contra capotamento, com toldo.

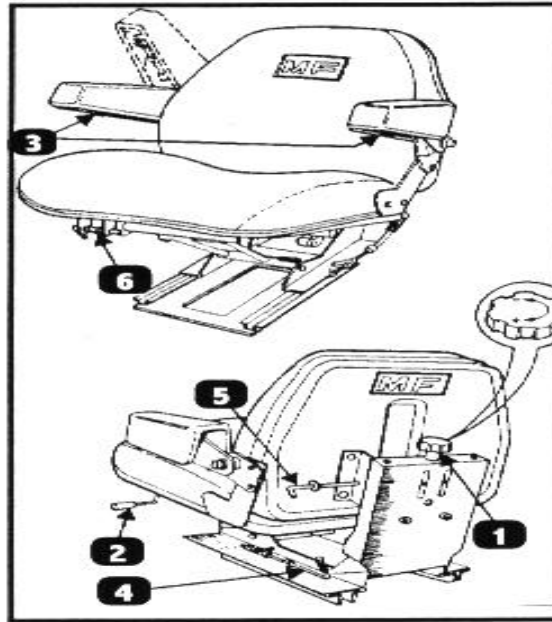
3.2.2. Implemento

O implemento utilizado foi uma grade destorroadora-niveladora “off-set”, com 28 discos de 0,5m x 0,0035m (20”x3,5 mm) e massa aproximada de 666 kg. A largura de trabalho foi 2,6 m.

3.3. Detalhe dos componentes e acessórios do assento do operador

Para o teste, utilizou-se um assento de suspensão mecânica traseira, com mecanismos de ajuste para frente e para trás e altura com alavanca de giro. A Figura 6, detalha os componentes e acessórios do assento do operador. Os componentes têm as seguintes funções:

- componente 1- ajusta a rigidez da suspensão. Girando-se o manípulo no sentido horário, a suspensão ficará mais rígida e, girando-se no sentido anti-horário, ficará mais flexível.
- componente 2- regula a inclinação do encosto.
- componente 3- regula a inclinação dos descansa-braços, que podem também ser virados totalmente para cima, deixando os braços livres.
- componente 4- trava o deslocamento do assento para frente ou para trás.
- componente 5- trava o basculamento do assento para a frente.
- componente 6- destrava o basculamento do assento (para a posição normal).



FONTE: manual do trator (1999).

Figura 6 Esquema detalhado dos componentes e acessórios do assento do operador.

3.4. Caracterização da área

O solo foi classificado como Latossolo Vermelho Amarelo de textura franco-argilosa, de acordo com o levantamento de reconhecimento dos solos do estado de São Paulo (MINISTÉRIO DA AGRICULTURA, Boletim do Serviço Nacional de Pesquisas, 1960). Antes da gradagem, foi realizada uma aração com um arado de discos de 3 x 26", a profundidade de 0,18 m. A gradagem foi realizada no sentido longitudinal da aração.

3.5. Características do operador

A massa do operador do trator foi 69,4 kg, valor este que se encontra na faixa entre 65 ± 5 kg, recomendada pela norma NBR 12319 (1992). A massa do operador foi registrada, pois, poderia interferir nas medições de vibração.

3.6. Dados climatológicos

Os dados de umidade relativa e temperatura do ar e velocidade do vento foram obtidos dos registros da Estação Meteorológica de Guaratinguetá. No dia do experimento, a umidade relativa era de 40 %, a temperatura ambiente de 28,2⁰C e a velocidade do vento de 3,2 m/s.

Segundo a norma NBR 9999 (ABNT, 1987), a temperatura ambiente, na posição de medição, deve estar entre -5 e 30⁰ C e a velocidade do vento não deve ultrapassar 5 m/s em relação ao solo.

3.7. Velocidade de deslocamento

As velocidades utilizadas nos testes foram 1,39 m/s; 1,67 m/s e 1,95 m/s para 1^a, 2^a e 3^a marchas, respectivamente. A velocidade real foi determinada, medindo-se, com um cronômetro digital, o tempo gasto para percorrer 30 m. A rotação do motor do trator foi de 1800 rpm em todos testes.

3.8. Montagem do experimento

As medições de ruído e de vibração foram realizadas ao mesmo tempo para três diferentes velocidades do sistema trator-implemento, sendo que para cada velocidade foi realizada uma passada com o tempo total de 60 s. A frequência de aquisição foi de 400 pontos por segundo, gerando 24.000 pontos de vibração e ruído, para cada velocidade. Para a análise estatística dos sinais de ruído, utilizou-se a estatística descritiva para calcular a média, o desvio-padrão e regressão linear dos dados coletados em cada velocidade de deslocamento do sistema trator-implemento. Para os sinais de vibração, analisou-se a distribuição de seu valor médio quadrático para cada frequência que o sinal contém, ou seja, a análise espectral de potência.

O sistema trator-implemento foi testado sob condições de campo, numa área relativamente plana, sem obstáculos e declives, os quais poderiam ocasionar deflexão do som ou amplitudes vibratórias anômalas.

A escala utilizada para medida do ruído do trator foi o decibel (dBA). As determinações dos níveis de ruído foram baseadas na NBR 9999 (ABNT, 1987) e na metodologia usada por VITÓRIA, (2000).

A grandeza primária usada para descrever a intensidade da vibração foi à aceleração, expressa em m/s^2 . As determinações dos níveis de vibração foram baseadas nas normas ISO 2631 (1997) e NBR 12319 (1992) e na metodologia de BERASATEGUI, (2000) e MATHIAS (1989).

Para análise no domínio da frequência, utilizou-se o programa ORIGIN 50 e o programa SIMAS-PC. O SIMAS-PC é um programa de manipulação e análise de sinais, que faz interface com placa CAD10/26 utilizada na aquisição de dados.

Para análise da aceleração ponderada eficaz, utilizaram-se filtros digitais, segundo a metodologia de BERASATEGUI (2000). Os sinais foram transformados para o domínio da frequência, utilizando-se a função FFT amplitude e fase, sendo filtrados digitalmente em bandas de 1/3 de oitava para obtenção da aceleração eficaz. Os valores máximos obtidos, em cada banda, foram multiplicados por fatores de ponderação, gerando as acelerações ponderadas. Para análise da aceleração eficaz ponderada global na faixa entre 1 e 80 Hz, foi utilizada, a NBR 12319 (1992), sendo a mesma determinada por meio da equação

$$a_w = \sqrt{\sum_f w_f^2 b_f^2} \quad \text{Eq.16}$$

em que

a_w = aceleração eficaz ponderada global;

w_f = fator de ponderação correspondente à frequência f em bandas de 1/3 de oitava;

b_f = valor da aceleração eficaz correspondente a frequência f em bandas de 1/3 de oitava.

O fator de ponderação, correspondente a frequência f em bandas de 1/3 de oitava, é apresentado no Apêndice 3.

3.9. Equipamentos para medição dos níveis de ruído e vibração

3.9.1. Vibração

Para coleta dos sinais de vibração, foram instalados dois acelerômetros piezoelétricos, um no assento do tratorista e outro na base do assento. Os acelerômetros usados no experimento foram do tipo 91091 e o 2323 da VEB-ROBOTRON. Para transformar volts em m/s^2 , utilizaram-se as relações $2,36 mV/m/s^2$ do acelerômetro 91091 e $2,07 mV/m/s^2$ do acelerômetro 2323, sendo os dados extraídos das cartas dos sensores. Para caracterizar o ganho do amplificador, foi utilizada uma mesa calibradora da VEB-ROBOTRON com o sinal conhecido de aceleração e frequência.

Os sinais analógicos de saída do sensor foram condicionados e amplificados por um circuito eletrônico (HUMAN-RESPONSE VIBRATION METER robotron M 1300) e, posteriormente, enviados para um conversor analógico-digital (modelo LYNX CAD 10/26; 12 bits; +10V e -10V e taxa de conversão A/D 40 kHz) usado como interface com um computador PC-XT. Os equipamentos foram alimentados por uma bateria de 12 V ligada a um inversor de tensão (12V-DC/ 110V- AC).

3.9.2. Ruído

Para medir o NPS (nível de pressão sonora) foi utilizado o decibelímetro da marca MINIPA, composto basicamente de um microfone, amplificadores, circuitos integradores, filtros, poderadores e indicadores de leitura. A resposta de frequência considerada foi uma aproximação da resposta do ouvido humano, à qual aplicou-se a ponderação A e a resposta lenta. Os sinais analógicos foram digitalizados e armazenados pelo mesmo sistema de aquisição descrito para vibração. Para transformar volts em dBA, utilizou-se a relação do sensor $10mV/dBA$, sendo logo em seguida, obtidas as médias de 24.000 pontos para cada velocidade. O decibelímetro foi instalado no mesmo lado do tubo de descarga, para obtenção de maiores níveis de ruído.

Para calibrar o sensor, foi feito um ajuste interno, regulando a chave de funções para a posição “cal 94 dB”, a chave “response” para a posição “F” e a chave “range” para a posição “HI”. Na calibração utilizou-se um sinal senoidal de 1000 Hz.

3.10. Esquema da montagem do sistema de aquisição no trator

Para transportar o sistema de aquisição no trator, foi construída uma estrutura de ferro e madeira montada no paralamas do trator e fixada, por parafusos, na coluna de proteção. As vibrações transmitidas pela estrutura ao sistema foram amenizadas por espumas. A Figura 7 apresenta um esquema geral dos sensores, sistema de aquisição de dados e trator. A Figura 8 apresenta o esquema de montagem da instrumentação.

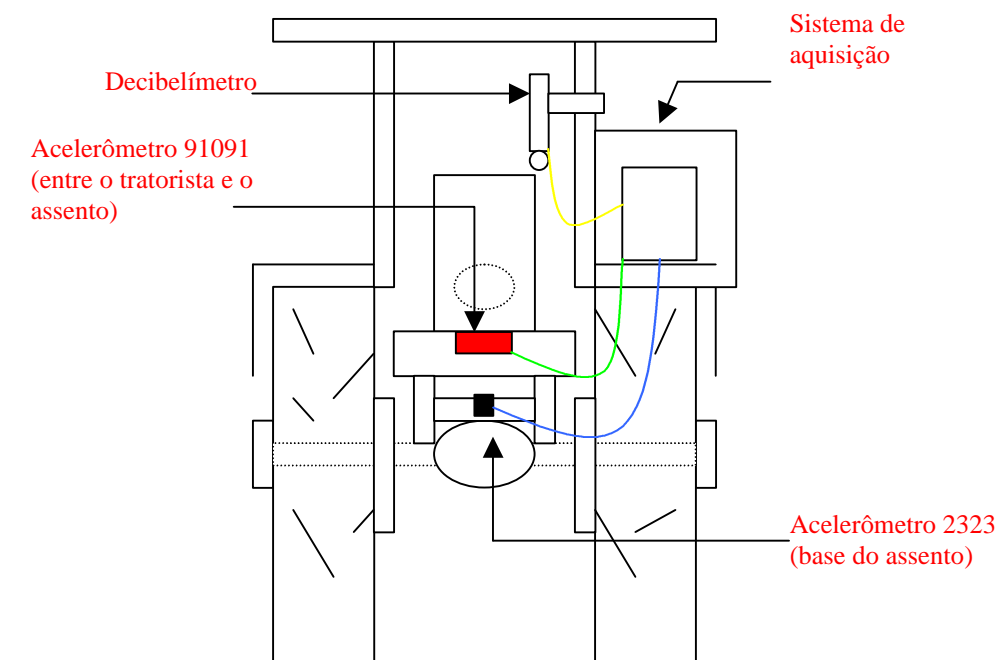


Figura 7 Esquema geral dos sensores, sistema de aquisição de dados e trator.

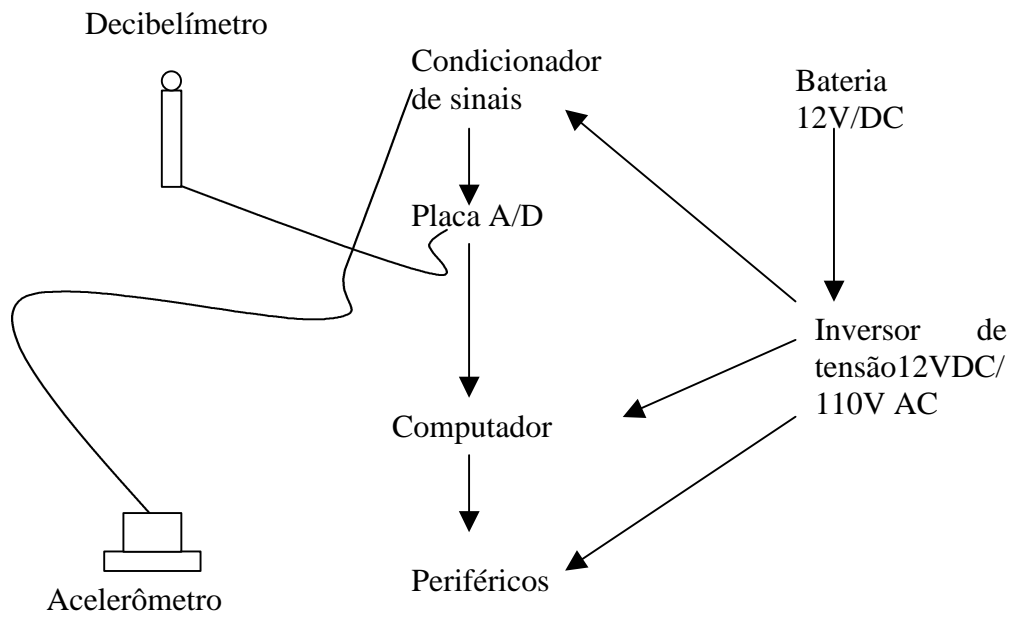


Figura 8 Esquema de montagem da instrumentação

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1. Medições dos níveis de vibração vertical no assento e na base do assento

As figuras 9, 10 e 11 apresentam os valores dos níveis vibratórios no assento, obtidos experimentalmente. Pode-se verificar que o sistema de suspensão do banco reduziu, sensivelmente, o nível de aceleração ao qual o operador foi submetido. Para que a análise dos dados se tornassem mais objetiva, segundo a metodologia de MATHIAS (1989), considerou-se parte do teste de 60s. Na terceira marcha, foram encontradas as maiores acelerações instantâneas, observando-se valores de até 20 m/s^2 na base do assento, enquanto que no assento o máximo foi de $2,5 \text{ m/s}^2$. Os valores altos de aceleração vertical, são devidos possivelmente, à movimentação do trator sobre uma superfície arada e ao implemento tracionado.

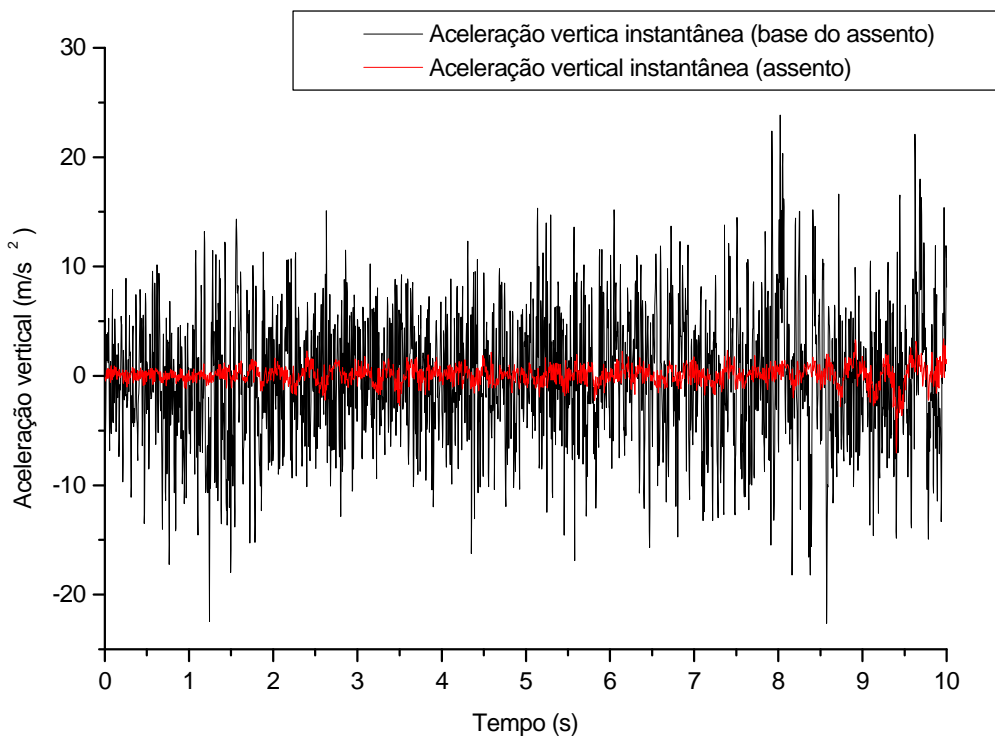


Figura 9 Aceleração vertical instantânea nas partes superior e inferior do assento (terceira marcha).

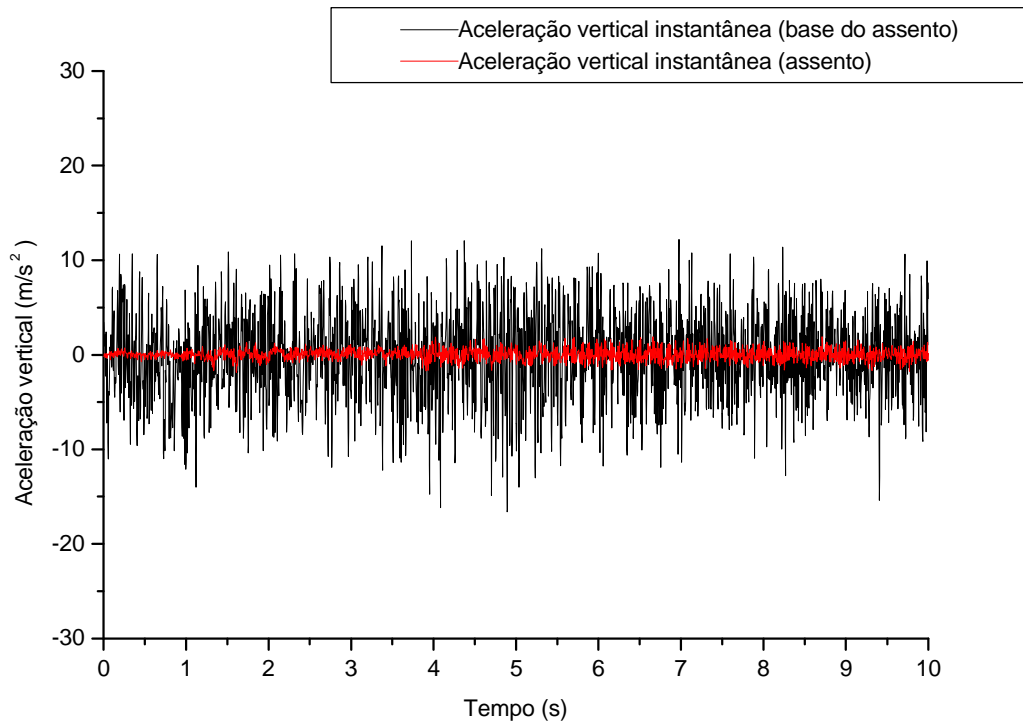


Figura 10 Aceleração vertical instantânea na parte superior e inferior do assento (segunda marcha).

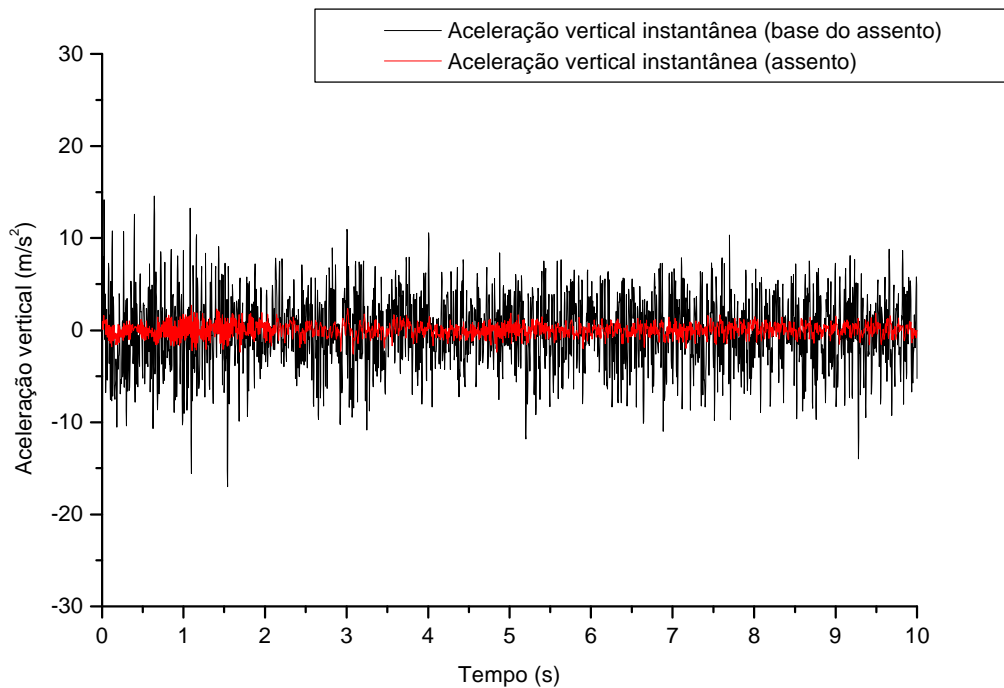


Figura 11 Aceleração vertical instantânea nas partes superior e inferior do assento (primeira marcha).

4.2. Faixa de frequência dos maiores picos de vibração no assento do operador

A Figura 12 apresenta a análise baseada na densidade espectral de potência PSD em $(\text{m/s}^2)^2/\text{Hz}$ dos níveis de aceleração, para as três marchas ensaiadas. A faixa de frequência de 2 a 4 Hz apresentou os maiores picos de vibração vertical no assento do trator, para operação de gradagem, o que constitui uma preocupação para os tratoristas, considerando que o valor encontrado está na faixa de frequência de ressonância que afeta a coluna vertebral.

Robin, em 1987, citado por NAGAOKA (2001), relata que as pesquisas realizadas com tratores agrícolas com e sem lastros e de diferentes massas, indicaram que as vibrações com frequências compreendidas no intervalo de 2 a 4 Hz apresentam os maiores picos.

MORRISON e HARRINGTON, em 1961, citados por BARGER et al. (1963), verificaram que a frequência real de um trator independe da velocidade de deslocamento e que a frequência predominante está em torno de 3 Hz. Segundo esses autores, normalmente, em um estudo de distribuição de frequência, a frequência predominante será aproximadamente igual à frequência natural.

Para que o tratorista possa usufruir de conforto dinâmico, ele deverá estar isolado, ou suspenso em um assento que tenha uma frequência natural diferente da frequência natural do trator (BARGER et al. 1963).

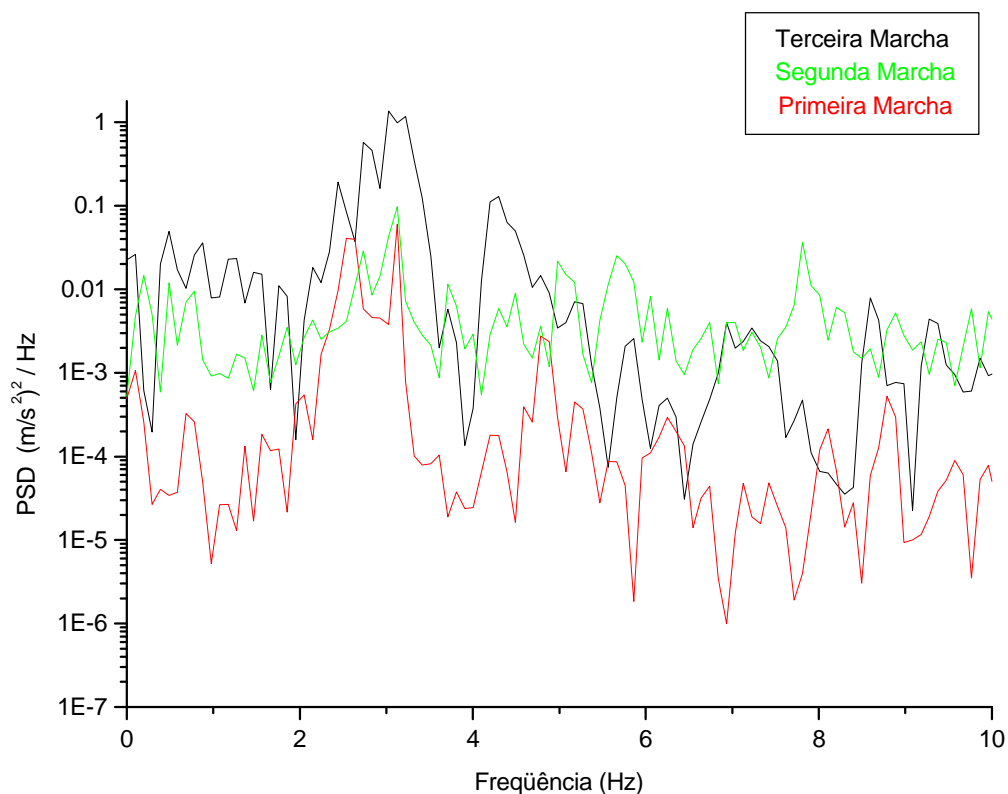


Figura 12 Densidade espectral de potência para três marchas em estudo.

4.3. Resultados da avaliação dos níveis de ruído

Antes de efetuar as medições dos níveis de pressão sonora, considerou-se a influência da grandeza mencionada como ruído de fundo, isto é, o ruído ambiental gerado por outras fontes que não o objeto de estudo.

A NBR 9999 (ABNT, 1987) estabelece que o nível de ruído de fundo (ruído ambiente) deva estar a pelo menos 10 dBA abaixo do nível registrado durante o ensaio. Em todos os resultados obtidos, não foi necessário corrigir a medida de ruído.

4.3.1. Níveis de ruído durante a gradagem

As figuras 13, 14 e 15 apresentam os níveis de ruído obtidos com o trator trabalhando às três velocidades. Observa-se que o maior nível de ruído ocorreu para a terceira marcha. Resultado semelhante foi encontrado por VITÓRIA (2000), que avaliou os níveis de ruído emitido por tratores executando diferentes operações agrícolas. O autor constatou que, numa mesma rotação do motor, o trator apresentou as maiores médias dos níveis de ruído, quando se utilizaram as maiores velocidades e maiores profundidades.

FERNANDES (1991) observou um aumento nos níveis de ruído com o aumento na velocidade de deslocamento do trator, principalmente para os implementos tracionados. Os níveis de ruído medidos apresentaram valores muito altos, ou seja, média de 96,07 dBA, o que permitiria apenas 1 hora e 15 minutos de trabalho diário do tratorista (NR-15, CLT).

A Figura 16 mostra a linha de tendência linear, obtida da correlação das médias do ruído com as respectivas velocidades. Apresentando um R^2 de 0,93, caracteriza-se uma boa relação funcional entre o nível de médio de ruído e a velocidade do trator.

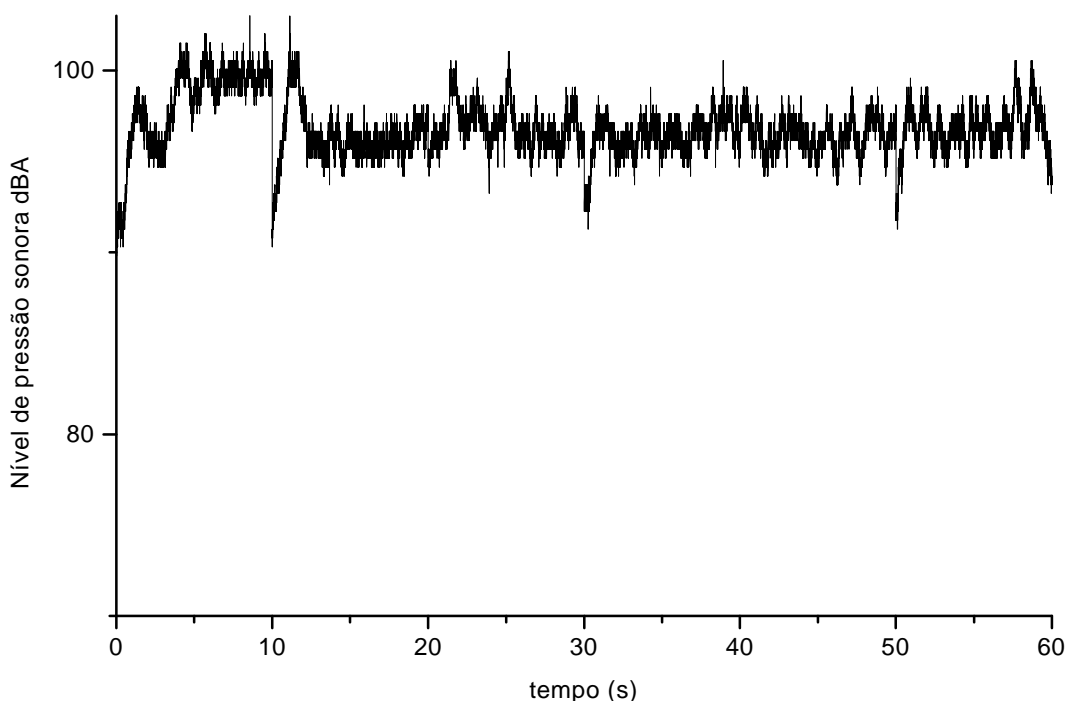


Figura 13 Gráfico de registro dos níveis de ruído (terceira marcha).

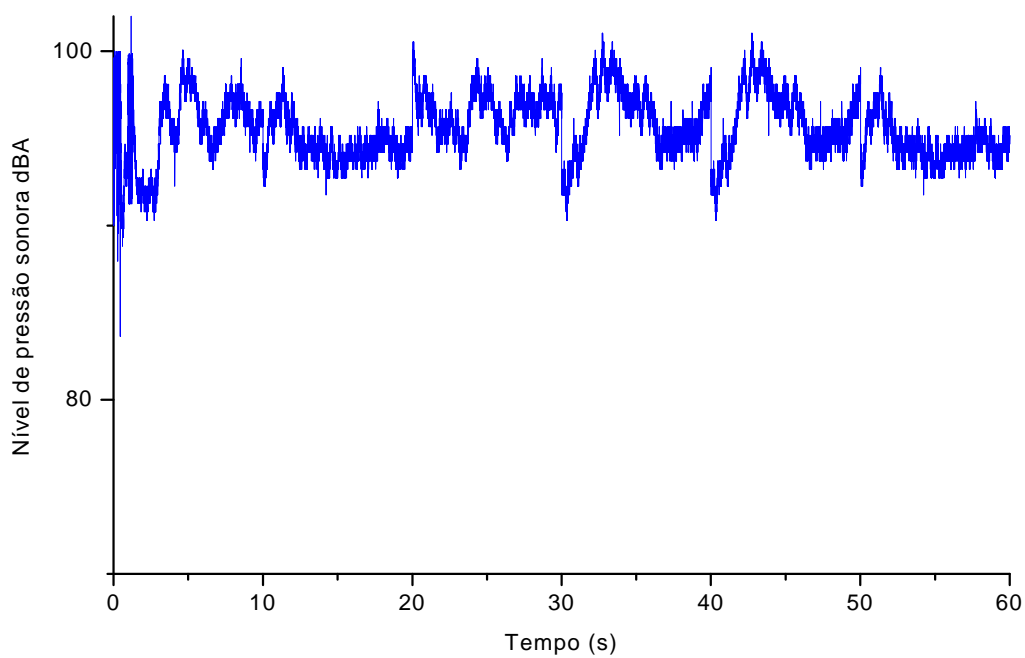


Figura 14 Gráfico de registro dos níveis de ruído (segunda marcha).

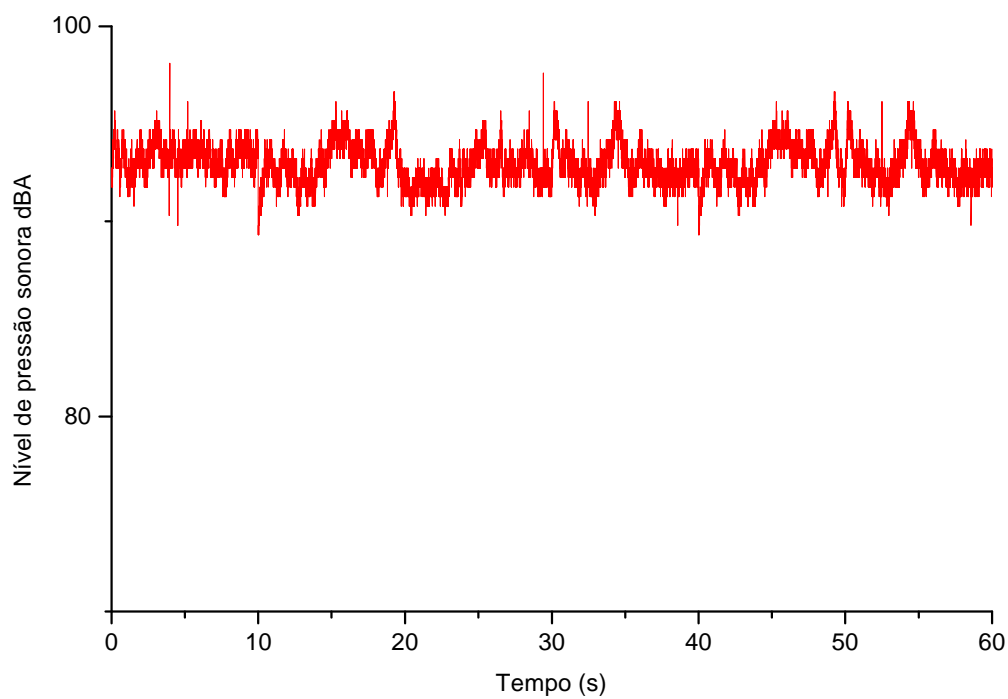


Figura 15 Gráfico de registro dos níveis de ruído (primeira marcha).

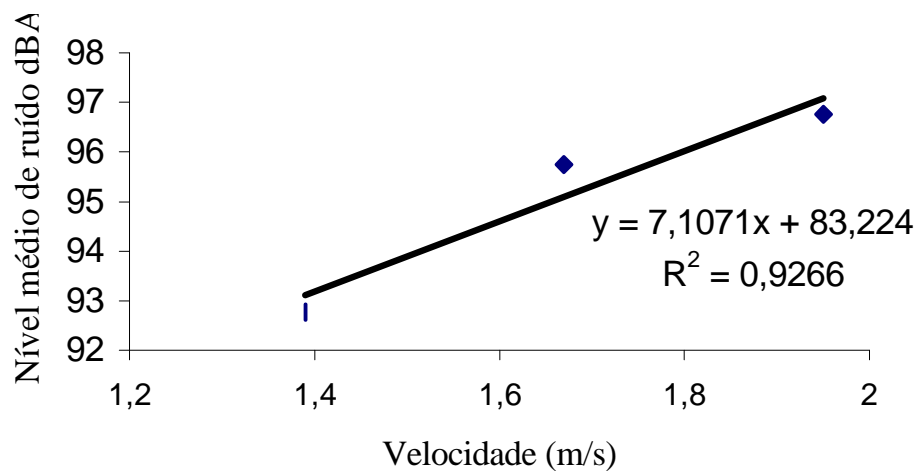


Figura 16 Gráfico da linha de tendência entre a nível de ruído e a velocidade.

4.4. Análise estatística dos níveis de ruído para as três marchas em estudo

Os gráficos 17, 18 e 19 caracterizam a distribuição de frequência de ocorrência dos eventos, para as três marchas. A terceira marcha apresentou uma média de 96,761dBA com um desvio-padrão de $\pm 1,584$ dBA, enquanto a segunda marcha apresentou uma média de 95,407 dBA, com um desvio padrão de $\pm 1,641$ dBA e a primeira marcha 92,870 dBA com desvio-padrão de $\pm 0,961$ dBA. A análise dos sinais evidenciou valores máximos e mínimos de 104 e 89,9 dBA, para terceira marcha; 101,05 e 90,25 dBA, para a segunda marcha e 98,15 e 89,30 dBA primeira marcha. Todos os valores encontraram-se acima do nível de 85 dBA, permitido pala NR-15 (CLT). A análise foi realizada pelo programa ORIGIN 50.

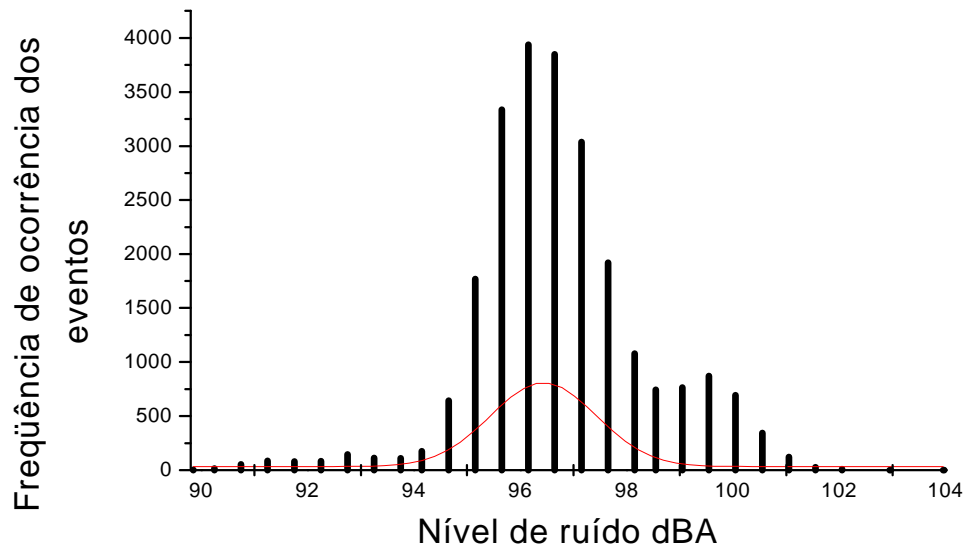


Figura 17 Análise da distribuição de frequência dos níveis de ruído (terceira marcha).

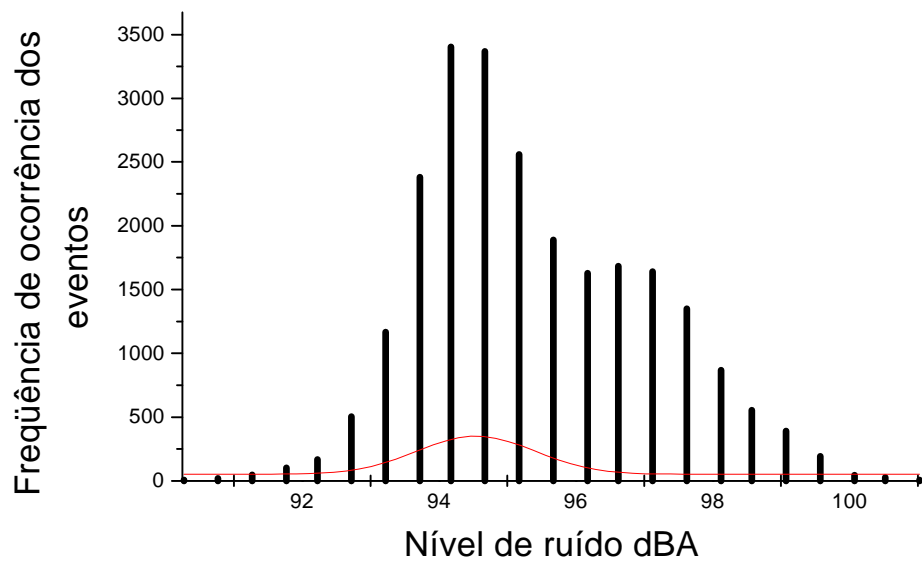


Figura 18 Análise da distribuição de frequência dos níveis de ruído (segunda marcha).

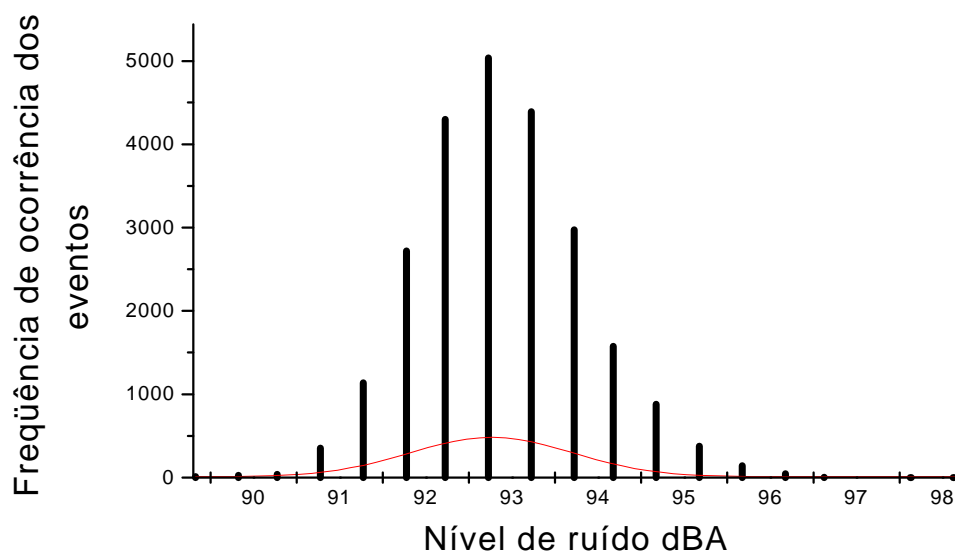


Figura 19 Análise da distribuição de frequência dos níveis de ruído (primeira marcha).

4.5.Comparação dos níveis de ruído obtidos durante a gradagem com os valores estabelecidos pelas principais normas técnicas

Os valores médios dos níveis de ruído foram bastante elevados, causando um grande desconforto ao operador. Esses valores ultrapassam os limites estipulados pela Portaria nº 3.214/78-NR15-CLT, que determina um limite de 85 dBA para uma exposição máxima diária de 8 horas sem protetores auriculares. O Quadro 1 apresenta o tempo máximo de exposição, que seria permitido por esta portaria.

Quadro 1-Tempo de exposição diária máxima permissível para as médias de ruído encontradas no conjunto trator-implemento, de acordo com a Portaria nº 3.214/78 NR 15-CLT

Velocidade de deslocamento do conjunto trator-implemento (m/s)	Níveis de ruído médio encontrado dBA	Tempo máximo de exposição (minuto)
1,95 (terceira marcha)	96,761	75
1,67 (segunda marcha)	95,407	105
1,39 (primeira marcha)	92,870	160

4.6.Comparação dos níveis de vibração encontrados durante a gradagem com os valores estabelecidos pelas principais normas técnicas

A Figura 20 apresenta os valores de aceleração eficaz em bandas de 1/3 de oitava. Os valores de aceleração ponderada em bandas de 1/3 de oitava são apresentados na Figura 21, enquanto a Figura 22 apresenta o gráfico da relação entre a aceleração eficaz ponderada global e a velocidade de deslocamento do trator, com a respectiva linha de tendência.

A maior aceleração eficaz em bandas de 1/3 de oitava encontrada foi de $1,2 \text{ m/s}^2$, para terceira marcha, na frequência de centro 3,15 Hz, enquanto para a segunda e primeira marchas os valores foram $0,6 \text{ m/s}^2$ e $0,5 \text{ m/s}^2$, respectivamente. Observou-se uma atenuação dos níveis de aceleração vertical na faixa considerada crítica entre 4 e 8 Hz, para todas as velocidades, o que ressalta a importância do sistema de suspensão do assento (Fig. 20 e 21). Todas as velocidades estudadas apresentaram o maior pico de aceleração na mesma banda de frequência, caracterizando a independência da frequência dominante em relação a variação da velocidade.

Estudos similares sobre a vibração em tratores, em diferentes terrenos e condições de operacionais, caracterizaram a aceleração rms vertical como sendo a mais significativa. MATTHEWS (1966) analisou os níveis de aceleração, em um trator lastrado movimentando-se sobre pastagem, e encontrou acelerações de 3 m/s^2 (vertical), $1,2 \text{ m/s}^2$ (longitudinal) e $2,0 \text{ m/s}^2$ (lateral).

MEHTA et al. (2000) coletaram vários valores de aceleração vertical, longitudinal e lateral no assento do trator, em diferentes operações agrícolas, comparando com a norma ISO 2631-1 (1985) e observaram que os maiores níveis de aceleração para cada implemento encontram-se no eixo vertical.

A norma ISO 2631 (1997) define uma zona de segurança por meio da interseção das curvas, numa faixa entre 4 e 8 horas de exposição diária, a qual representa a jornada da maioria dos trabalhadores. A máxima aceleração ponderada estabelecida por esta norma é de $1,25 \text{ m/s}^2$, para exposição durante 4 horas, e entre $0,8$ e $0,9 \text{ m/s}^2$ para exposição durante 8 horas.

Os valores de aceleração ponderada global calculados encontram-se bem acima dos limites estabelecidos para uma exposição durante 4 horas de trabalho. Para terceira marcha a aceleração ponderada global foi $2,638 \text{ m/s}^2$, enquanto para segunda marcha foi $2,089 \text{ m/s}^2$ e para primeira marcha foi $1,727 \text{ m/s}^2$ (Fig.22).

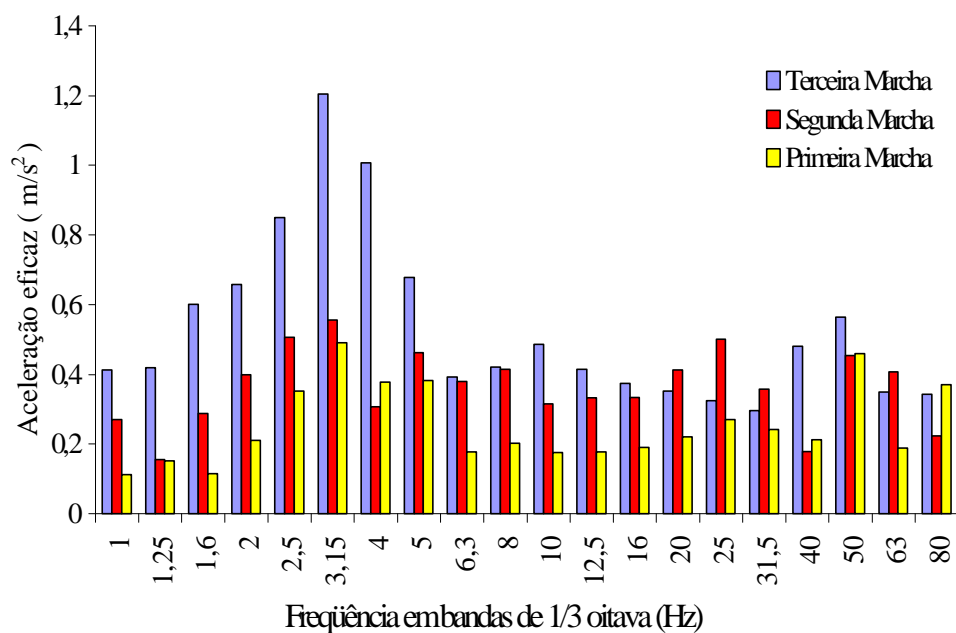


Figura 20 Níveis de aceleração eficaz vertical em bandas de 1/3 oitava.

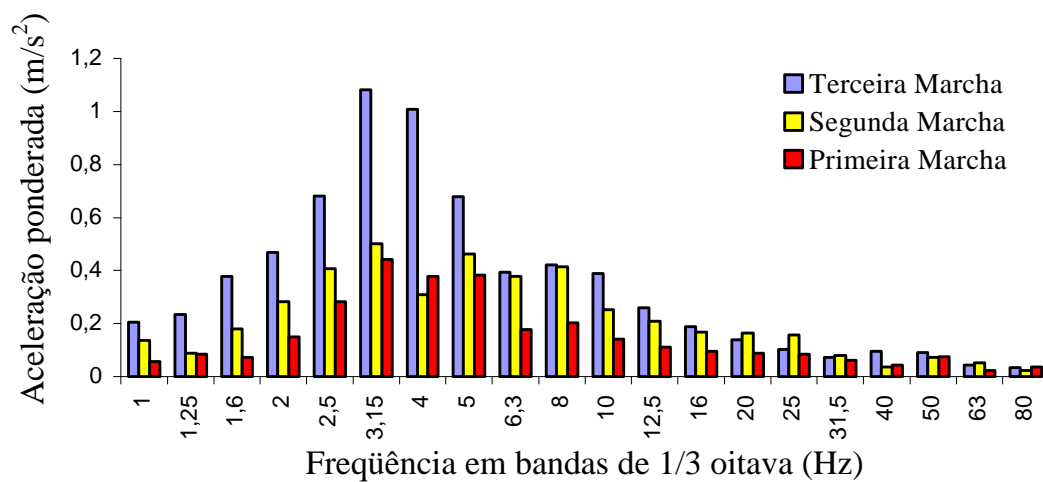


Figura 21 Níveis de aceleração eficaz ponderada vertical em bandas de 1/3 oitava.

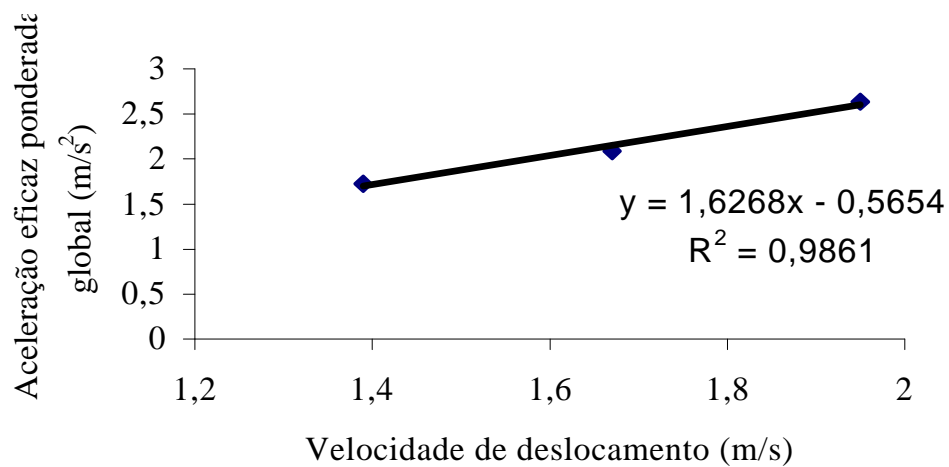


Figura 22 Aceleração eficaz ponderada global para as três velocidades em estudo.

5. RESUMO E CONCLUSÕES

O presente trabalho objetivou: desenvolver um sistema de aquisição automática de dados, que pudesse ser embarcado no trator; determinar os níveis de ruído e de vibração vertical, no assento e na base do assento, em uma operação agrícola (gradagem) realizada a diferentes velocidades de trabalho; caracterizar a faixa de frequência, que apresenta os maiores picos de vibração vertical no assento do operador do trator; e analisar o conforto do operador, comparando-se os níveis de vibração e ruído obtido, com aqueles determinados pelas principais normas vigentes.

Os ensaios foram realizados no município de Guaratinguetá, SP, entre os meses de setembro a outubro de 2001, em um solo classificado como Latossolo Vermelho Amarelo de textura franco-argilosa.

De acordo com os resultados experimentais obtidos, verificou-se que:

- Os níveis de aceleração encontrados na parte superior foram consideravelmente inferiores àqueles encontrados na base, para as três velocidades testadas. Foram encontradas acelerações instantâneas de até 20 m/s^2 na base do assento, enquanto para o assento o máximo foi $2,5 \text{ m/s}^2$.
- Os maiores picos de vibração vertical no assento do operador, para a operação de gradagem, foram encontrados na faixa entre 2 e 4 Hz, dada pela densidade espectral de potência para as três marchas avaliadas.
- Os valores de aceleração ponderada global calculados encontram-se bem acima dos limites determinados para uma exposição durante 4 horas de trabalho, de acordo com a norma ISO 2631 (1997). Para terceira marcha a aceleração ponderada global foi de $2,638 \text{ m/s}^2$, enquanto para a segunda marcha foi $2,089 \text{ m/s}^2$ e para primeira marcha foi $1,727 \text{ m/s}^2$.
- O sistema trator-implemento emitiu níveis de ruído acima dos limites estipulados pela norma NB 95, como também acima do limite de 85 dBA para 8 horas de exposição diária, estabelecido pela NR-15 (CLT), sendo a terceira marcha a que emitiu o maior nível de ruído.
- Os níveis de ruído medido para todas velocidades de deslocamento do trator, indicaram uma condição de trabalho extremamente desconfortável para o tratorista, proporcionando grande risco de perda de audição.

Os resultados obtidos neste trabalho ressaltam a importância do desenvolvimento de tecnologias, visando a um melhor conforto para o operador de tratores. Os níveis dos fatores dinâmicos (vibração), que afetam o operador de tratores, são caracterizados basicamente pela amplitude, frequência e duração. O atual sistema de suspensão do assento necessita de melhorias, sendo, portanto, necessários futuros estudos na área de suspensão e projeto de molas, que sintonizem certas faixas de frequências.

A análise acústica do posto do operador do trator permitiu constatar que os níveis de ruído estão bem acima dos valores permitidos pelas normas vigentes, ressaltando a importância de estudos mais aprofundados sobre isolamento acústico e otimização de cabines de tratores visando a um melhor conforto para o operador de tratores.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS – ABNT. **NBR 12319**; medição da vibração transmitida ao operador – tratores agrícolas de rodas e máquinas agrícolas. Rio de Janeiro. 1995. 13p.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS – ABNT. **NBR 10400**; tratores agrícolas – determinação das características técnicas e desempenho. Rio de Janeiro. 1988.22p.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS – ABNT. **NBR 95**; níveis de ruído aceitáveis. São Paulo. 1966. Não paginado.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS – ABNT. **NBR 9999**; medição do nível de ruído, no posto de operação de tratores e máquinas agrícolas. Rio de Janeiro. 1987. 21p.
- ARBETSMILJÖINSTITUTET; FORSKINGSSTIFTELSEN SKORGSARBETEN; SLU SKOGSHOGSKOLAN. **An ergonomic checklist for forestry machinery**. Oskarrshamn , 1990.43p.
- BARGER, E.L.; LILJEDAHN, J.B.; CARLETON, W.M e MCKIBBEN, E.G. **Tratores e seus motores**. (Traduzido por V. L.Shilling)New York, Edgard Blucher,1963.398 p.
- BERASATEGUI, M.B.R.; **Modelización y simulación del comportamiento de um sistema mecánico com suspensión aplicado a los asientos de los tractores agrícolas**. Tese de doutorado defendida no ano 2000 pela Universidad Politécnica de Madrid, 264p.
- DELGADO, L.M. Laboreo-Solotractor’90. Madri: Laboreo, 1989. 250p.
- DUL, J. e WEERDMEEESTER, B. **Ergonomia prática**. (Traduzido por Itiro Iida) São Paulo, Edgard Blucher, 1995. 147 p.

FERNANDES, J.C. Avaliação dos níveis de ruído em tratores agrícolas e seus efeitos sobre o operador. Botucatu: UNESP, 1991. 192p. tese (Doutorado em Energia na Agricultura)– Universidade Estadual Paulista, 1991.

FUNDACENTRO – Norma para avaliação da exposição ocupacional ao ruído – Série Técnica de Avaliação de Riscos Ambientais – NHT – 09 R/E – **Revista Brasileira de Saúde Ocupacional**, v.1, n. 14, 1986.

GERGES, S.N.Y. **Ruído: fenômenos e controle**. Florianópolis, SC: UFSC 1992. 660p.

GRIFFIN, M.J. A comparison of standardized methods for predicting the hazards of whole body vibrations and repeated shocks. **Journal of Sound and Vibration** 215, 883-914, 1998.

IIDA, I. **Ergonomia; projeto e produção**. São Paulo, Edgard Blucher, 1990. 465p.

INOUE, G.H. **Estudos das forças nos pneus de tratores agrícolas visando avaliar a estabilidade lateral**. Viçosa, MG: UFV, 1997. 61p. Dissertação de Mestrado em Engenharia Agrícola.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. ISO 2631, Guide for the Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration. 2 nd., p. 1-15, 1978.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. ISO 2631, Guide for the Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration. 2 nd., p. 1-15, 1985.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. ISO 2631, Mechanical Vibration and Shock – Evaluation of Human Exposure of Whole – Body Vibration. Part 1: General requirements 1997, 31 p.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. ISO 4253: agricultural tractors – operator’s seating accommodation. Genève, 1977. 4p.

- LAUX, G.E.C., LOUREIRO, R.V., SOUZA, M.G.C., CAMIZÃO, S.M. Projeto ANERS (avaliação do Nível de Exposição ao Ruído Social). Ver. **Eng. Ciênc. Tecnol.**, v.1, n.10, p. 65-82, 1999.
- LI, W.L. e SOMAYAJULA. Off-Highway vehicle ride comfort analysis. **International Off-Highway & Powerplant Congress & Exposition. SAE.** Milwaukee, WI. 1994 (Paper n. 941815).
- LILJEDAHN, J.B., TURNQUIST, P.K., SMITH, D.W. e HOKI, M. **Tractors and their power units.** An AVI Book – Fourth edition – 1989, 463p.
- LIMA, J.S.S. **Avaliação da força de arraste, compactação do solo e fatores ergonômicos num sistema de colheita de madeira utilizando os tratores “Feller-Buncher” e “Skider”.** Viçosa, MG: UFV, 1998. 128p. Tese de Doutorado.
- MATHIAS, M.H. **Análise de vibrações em tratores.** Guaratinguetá, UNESP – Campos de Guaratinguetá, Faculdade de Engenharia Mecânica, 1989.110 p (tese M.S).
- MATTHEWS, J. Ride comfort for tractor operators: IV Assessment of ride quality of seats. *J Agricultural Engineering Research* **11**, 1966. 47-57.
- MEHTA, C.R.; SHYAM M.; SINGH, P. e VERMA, R.N. Ride vibration on tractor – implement system. **Review Applied Ergonomics** - see front matter-2000 Elsevier Science.
- MEHTA, C.R. e TEWARI, V.K. Seating discomfort for tractor operators-a critical review. **International Journal of Industrial Ergonomics.** 25 (2000) 661-674.
- MINETTE, L.J. **Análise de fatores operacionais e ergonômicos na operação de corte florestal com motosserra.** Viçosa, MG: UFV, 1996. 211p. Tese Doutorado.
- MINISTÉRIO DA AGRICULTURA, Centro Nacional de Ensino e Pesquisas Agronômicas- Levantamento de reconhecimento dos solos do estado de São Paulo. Rio de Janeiro: Comissão de solos 1960. 628p (Boletim do Serviço Nacional de Pesquisas Agronômicas, 12).

- NAGAOKA, A.K. **Desenvolvimento e avaliação do desempenho de um equipamento para ensaio dinâmico de rodado agrícola individual.** Botucatu: UNESP, 2001. 206p. Tese (Doutorado em Energia na Agricultura)- Universidade Estadual Paulista, 2001.
- OLIVEIRA, N.V. e SILVA, J.C.B. **Análise das vibrações e identificação de parâmetros em tratores de pneu.:** XXVII Congr. Bras. Eng. Agrícola. Poços de Caldas. Minas Gerais . **Anais.** 1998. P . 259.
- OLIVEIRA, J.H., MEDEIROS, L.M., RIBEIRO, S.B., KUNRATH, N.F., ALVES, M.K., FERREIRA, O.O. Análise ergonômica do posto de trabalho na etapa de descascamento de toras de eucalipto. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA AGRÍCOLA 1996, Bauru, SP. **Anais...** Bauru. Sociedade Brasileira de Engenharia Agrícola, 1996. p.412.
- OLIVEIRA, N.V., ARAÚJO, M.C., BARBOSA, J.C., SOBRINHO, A.T. Investigação do nível de ruído que o tratorista está exposto no preparo periódico do solo com trator de pneu. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA AGRÍCOLA 1998, Poços de Caldas, MG. **Anais...** Poços de Caldas. Sociedade Brasileira de Engenharia Agrícola, 1998. v.3, p.289-291.
- PEREIRA, M.M.V. e PADOVESE, L.R. **Classificação de qualidade de pistas com vistas ao desempenho de pneus.** CONEM-Congresso Nacional de Engenharia Mecânica. Natal RN- agosto de 2000.
- PRASAD, N., TEWARI, V.K. e YADAV, R. Tractor ride vibration – a review. **Journal of Terramechanics.** Vol. 32, N^o. 4, pp. 205-219, 1995.
- RANEY, J.P.; LILJEDAHN, J.B e COHEN, R. The dynamic behavior of farm tractors, **Transactions of the ASAE,** 1961.
- SCHLOSSER, J. F. e DEBIASI, H. Caderno técnico da **Revista Cultivar Máquinas** edição janeiro/fevereiro 2002 (Conforto, preocupação com o operador). P. 3-9.

SMITH, L.A. e THOMAS JR.R.E. **Investigaciones sobre ergonomia em el sudeste de los Estados Unidos. Unasyva**, vol.44, 1993. P.38-44.

SOUZA, A. P. **A study of production and ergonomic factors in grapple yarding operations using na electronic data logger system. D.S** 1983, 97p.

STEIN, G.J. Results of investigation of an electropneumatic active vibration control system for a driver's seat. **Journal of Automobile Engineering**, vol 209. Pp 227-234, 1995.

TIBIRIÇÁ, A.C.G. **Janelas: análise sistêmica para desempenho ambiental**. Florianópolis: UFSC, 1997. 2 volumes. Tese (Doutorado em Ciências Ambiental)- Universidade Federal de Santa Catarina, 1997.

VITÓRIA, E.L. **Avaliação dos níveis de ruído emitido por tratores em diferentes operações agrícolas**. Viçosa: UFV, 2000. 76p. Dissertação de Mestrado em Engenharia Agrícola.

YOUNG, Roy E. e SUGGS, C.W. Roll and pitch investigations off-road vehicles. **Transactions of the ASAE**, 1975.

ZOPPELLO, G., MONARCA, D., CECCHINI, M. Aziende agricole, il rischio da rumore ed il D.Lgs 277/91. **riv. Macchine e Motori Agricoli**, v.2, n.10, p.9-16, 1995.

APÊNDICE

Apêndice 1- Limite de exposição ocupacional ao ruído conforme as normas nacionais de diversos países.

País	Nível de ruído dBA	Tempo de exposição (h)*	Nível máximo dBA	Nível de ruído de impacto (dB)
Alemanha	90	8	-	-
Japão	90	8	-	-
França	90	40	-	-
Bélgica	90	40	110	140
Inglaterra	90	8	135	150
Itália	90	8	115	140
Dinamarca	90	40	115	-
Suécia	85	40	15	-
USA – OSHA	90	8	115	140
USA – NIOSH	85	8	-	-
Canadá	90	8	115	140
Austrália	90	8	115	-
Holanda	80	8	-	-
Brasil	85	8	115	130

*Tempo de exposição diária ou semanal.

OSHA: “Occupational Safety and Health Administration”.

NIOSH: “National Institute for Occupational Safety and Health”.

Apêndice 2 – Limites de tolerância ao ruído contínuo ou intermitente, segundo a Portaria nº 3.214/74 – NR – 15 – CLT.

Nível de ruído dB (A) *	Máxima exposição diária permissível
85	8 horas
86	7 horas
87	6 horas
88	5 horas
89	4 horas e 30 minutos
90	4 horas
91	3 horas e 30 minutos
92	3 horas
93	2 horas e 40 minutos
94	2 horas e 15 minutos
95	2 horas
96	1 hora e 45 minutos
98	1 hora e 15 minutos
100	1 hora
102	45 minutos
104	35 minutos
105	30 minutos
106	25 minutos
108	20 minutos
110	15 minutos
112	10 minutos
114	8 minutos
115	7 minutos

- Os níveis de ruídos devem ser medidos em decibel (dB), com o medidor operando no circuito de equalização A.

Apêndice 3 – Fatores de ponderação relativos à faixa de frequência de máxima sensibilidade do homem à aceleração (ver ISO 2631-1997).

Frequência (central de banda de 1/3 de oitava) (Hz)	Fator de ponderação para	
	Vibração vertical	Vibração horizontal
1,00	0,50 = - 6 dB	1,00 = 0dB
1,25	0,56 = - 5dB	1,00 = 0dB
1,60	0,63 = - 4dB	1,00 = 0 dB
2,00	0,71 = - 3dB	1,00 = 0 dB
2,50	0,80 = - 2dB	0,80 = - 2dB
3,15	0,90 = - 1dB	0,63 = - 4dB
4,00	1,00 = 0dB	0,50 = - 6dB
5,00	1,00 = 0dB	0,40 = - 8dB
6,30	1,00 = 0dB	0,315 = - 10dB
8,00	1,00 = 0dB	0,25 = - 12dB
10,00	0,80 = - 2dB	0,20 = - 14dB
12,50	0,63 = - 4dB	0,16 = - 16dB
16,00	0,50 = - 6dB	0,125 = - 18dB
20,00	0,40 = - 8dB	0,10 = - 20dB
25,00	0,315 = - 10dB	0,08 = - 22dB
31,50	0,25 = - 12dB	0,063 = - 24dB
40,00	0,20 = - 14dB	0,05 = - 26dB
50,00	0,16 = - 16dB	0,04 = - 28dB
63,00	0,125 = - 18dB	0,0315 = - 30dB
80,00	0,10 = - 20dB	0,025 = - 32dB