



**MARIA TERESA DE REZENDE E SILVA**

**ANÁLISE DE VIBRAÇÃO EM MÁQUINAS AGRÍCOLAS  
EM OPERAÇÕES DE CAMPO**

**LAVRAS – MG  
2021**

**MARIA TERESA DE REZENDE E SILVA**

**ANÁLISE DE VIBRAÇÃO EM MÁQUINAS AGRÍCOLAS EM OPERAÇÕES DE  
CAMPO**

Dissertação apresentada à Universidade Federal de Lavras, como parte das exigências do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, área de concentração em Instrumentação, para a obtenção do título de Mestre.

Orientador

Prof. Dr. Fábio Lúcio Santos

**LAVRAS - MG**

**2021**

**Ficha catalográfica elaborada pelo Sistema de Geração de Ficha Catalográfica da Biblioteca  
Universitária da UFLA, com dados informados pelo(a) próprio(a) autor(a).**

Silva, Maria Teresa de Rezende e.

Análise de vibração em máquinas agrícolas em operações de  
campo / Maria Teresa de Rezende e Silva. - 2021.

93 p. : il.

Orientador(a): Fábio Lúcio Santos.

Dissertação (mestrado acadêmico) - Universidade Federal de  
Lavras, 2021.

Bibliografia.

1. Mecanização agrícola. 2. Vibrações de corpo inteiro. 3.  
Vibrações mecânicas. I. Santos, Fábio Lúcio. II. Título.

**MARIA TERESA DE REZENDE E SILVA**

**ANÁLISE DE VIBRAÇÃO EM MÁQUINAS AGRÍCOLAS EM OPERAÇÕES DE  
CAMPO  
VIBRATION ANALYSIS IN AGRICULTURAL MACHINERY IN FIELD  
OPERATIONS**

Dissertação apresentada à Universidade Federal de Lavras, como parte das exigências do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, área de concentração em Instrumentação, para a obtenção do título de Mestre.

APROVADA em 05 de novembro de 2021.

Prof. Dr. Fábio Lúcio Santos UFLA

Prof. Dr. Francisco Scinocca UFLA

Prof<sup>a</sup>. Dra. Geice Paula Villibor UFV



Prof. Dr. Fábio Lúcio Santos  
Orientador

**LAVRAS – MG**

**2021**

## **AGRADECIMENTOS**

À Universidade Federal de Lavras, que é meu ambiente seguro, onde me sinto à vontade para ser quem sou, para onde sempre quero voltar.

Ao Departamento de Engenharia (DEG), ao Departamento de Engenharia Agrícola (DEA), à Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES), e ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola da UFLA, pela oportunidade de realização do mestrado.

Ao professor Fábio Lúcio Santos, que sempre me inspirou, apoiou, acolheu, e orientou, como professor e amigo.

À minha família, meu amparo: Gilda, Elson, Helena, vó Dora, tios, tias, primos, primas.

Ao Daniel Hussein e aos meus tios João e José Reinaldo pela disponibilização das máquinas e dos operadores para a realização dos experimentos.

Aos amigos Marcelo, Wellington, Daniel e Virgílio, que estão ao meu lado desde a graduação.

Aos professores e funcionários do PPGEA/UFLA que contribuíram para este momento.

Agradeço!!

## RESUMO

É indiscutível o quanto a mecanização agrícola contribuiu para o crescimento do setor agropecuário ao longo dos séculos XX e XXI. A produção de alimentos em larga escala, a cada safra, alcança valores de produtividade cada vez maiores, haja vista a constante modernização das máquinas, implementos, serviços, melhorias em genética, fertilidade, dentre outros fatores, disponibilizados ao agronegócio. No entanto, a exposição do operador às vibrações mecânicas pode acarretar em consequências negativas, no decorrer dos anos de trabalho. A exposição às vibrações pode gerar problemas sérios à saúde do operador, problemas estes sinalizados por dores lombares e distúrbios musculoesqueléticos. As vibrações que atingem o operador de máquinas agrícolas por intermédio do assento da cabine de operação, são classificadas como vibrações de corpo inteiro (VCI), pois são transmitidas por meio de uma superfície de contato a todo o corpo. Este estudo foi desenvolvido com o objetivo de avaliar a severidade de vibração que acomete o assento do operador de máquinas agrícolas em condições de campo. Tais vibrações foram analisadas por intermédio da aceleração RMS (*Root Mean Square*) e do espectro de frequências, afim de se confrontar os resultados com a norma ISO 2631-1 (1997) que diz respeito à exposição humana às vibrações mecânicas. Também foram mensuradas as transmissibilidades de vibração dos eixos para o assoalho da cabine, e do assoalho da cabine para o assento do operador, com o objetivo de verificar se a carga vibracional que acomete o operador é amplificada ou reduzida. Um trator, um conjunto mecanizado trator acoplado a uma semeadora-adubadora, e um pulverizador autopropelido foram instrumentados para a aquisição dos dados de aceleração, considerando os eixos longitudinal, transversal e vertical. Realizou-se um experimento com o trator operando sem acoplamento, em que, neste experimento foram considerados os fatores velocidade de avanço, declividade e pressão de insuflação dos pneus. Para o assento do operador, as acelerações RMS enquadraram-se, segundo a norma ISO 2631-1 (1997) que preza pela saúde e conforto do operador, nas categorias “desconfortável” e “muito desconfortável”. Também foi comparada a operação do trator acoplado e não acoplado à uma semeadora-adubadora, em que os fatores considerados foram a velocidade de avanço e a declividade, para o qual os resultados das acelerações RMS no assento do operador enquadraram-se em “desconfortável” e “muito desconfortável”, de acordo com a norma ISO 2631-1 (1997). Finalmente, avaliou-se um pulverizador autopropelido, no qual foram considerados os fatores velocidade de avanço e pressão de insuflação dos pneus. Para o pulverizador autopropelido os valores de aceleração RMS para o assento do operador enquadraram-se em “desconfortável” e “muito desconfortável”. Para a transmissibilidade do eixo traseiro para o assoalho do posto de operação, em todos os experimentos, foram encontrados valores de transmissibilidade maiores que 1, resultado este que pode estar relacionado à posição do eixo traseiro em relação ao assoalho da cabine, e no que diz respeito aos experimentos com o trator agrícola, à presença de rodado duplo neste eixo. Já para a transmissibilidade do assoalho da cabine para o assento do operador, os valores foram inferiores a 1, validando o amortecimento do assento que ameniza a carga vibracional a que o operador está exposto. Portanto, para uma carga horária de 8h de trabalho, conforme a norma ISO 2631-1 (1997), para o assento do operador em todos os experimentos, a carga vibracional recebida pelo operador foi acima da regularizada pela norma, ainda que a estrutura do assento amenize a vibração a que o operador está exposto.

**Palavras-chave:** Mecanização agrícola. Vibrações de corpo inteiro. Vibrações mecânicas. Espectro de frequências. Aceleração RMS.

## ABSTRACT

It is unquestionable the contribution of the agricultural mechanization to the growth of the agricultural sector throughout the 20<sup>th</sup> and 21<sup>th</sup> centuries. The large-scale food production reaches unprecedented productivities, due to the constant modernization of machines, implements, services, improvements in genetics, fertility, among other factors that contribute to the agribusiness. However, the machine operators are exposed to mechanical vibrations and they can suffer negative consequences along the years of work. The exposure to vibrations can cause health problems to the operator, problems that are signaled by low back pain and musculoskeletal disorders. Vibrations transmitted to machine operator through the operator's cabin seat are classified as whole body vibrations (VCI) as they are transmitted from the contact surface to the whole body. This study aimed to evaluate the vibration severity that affects the seat of the agricultural machinery in field conditions. Vibrations levels were analyzed through the RMS (*Root Mean Square*) acceleration and the frequency spectrum, in order to compare the results with the ISO 2631-1 (1997) standard, which concerns human exposure to mechanical vibrations. The transmissibility of vibration from the axles to the cabin floor and from the cabin floor to the operator's seat were also measured, with the objective of verifying whether the vibrational load that reaches the operator is amplified or reduced. A tractor, a mechanized set composed by tractor and a seeding-fertilizer machine, and a self-propelled sprayer were instrumented for the acquisition of acceleration data, regarding the longitudinal, transversal and vertical axes. An experiment was carried out with the tractor operating without coupling. In this experiment, the factors of operational speed, slope and inflation pressure of tires were considered and resulted in RMS accelerations, in the operator's seat, were analyzed according to the ISO 2631-1 (1997) standard, indicating that the results of comfort of the operator were classified at uncomfortable and very uncomfortable categories. Experiments were also carried out to compare the operation of the coupled and uncoupled tractor to a seeder-fertilizer machine, in which the factors considered were the operational speed and the slope, in which the results of the RMS accelerations in the operator's seat were classified as "uncomfortable" and "very uncomfortable", according to ISO 2631-1 (1997). Finally, a self-propelled sprayer was evaluated, in which the factors of operational speed and tires inflation pressure were considered. For the self-propelled sprayer, the RMS acceleration values at the operator's seat were framed as "uncomfortable" and "very uncomfortable", according to ISO 2631-1 (1997). For the transmissibility from the rear axle to the cabin's floor, in all experiments, the results indicated values were higher than 1, which may be related to the position of the rear axle in relation to the cabin floor, and also due the presence of double wheels in this axle. For the transmissibility of the cabin floor from the operator's seat, the values were less than 1, validating the seats damping, which reduce the vibrational levels to which the operator is exposed. Therefore, for eight hours of work a day, according to ISO 2631-1 (1997), for the operator's seat in all experiments, the vibrational load received by the operator was above that regulated by the standard, even though the structure of the seat reduces the vibration transmitted to the operator.

**Keywords:** Agricultural mechanization. Whole-body vibrations. Mechanical vibrations. Frequency spectrum. RMS acceleration.

## LISTAS DE FIGURAS

Figura 2.1: Modelo mecânico do corpo humano com as respectivas faixas de ressonância .....	23
Figura 3.1: Pontos de coleta de dados na cabine de operação .....	30
Figura 3.2: Pontos de coleta de dados externos no trator .....	30
Figura 3.3: Sistema coordenado .....	31
Figura 3.4: Fluxograma do processo de aquisição de dados .....	33
Figura 3.5: Área experimental .....	36
Figura 3.6: Desdobramento do espectro de frequência para a variável velocidade no assento .....	38
Figura 3.7: Desdobramento do espectro de frequência para a variável declividade no assento .....	39
Figura 3.8: Desdobramento do espectro de frequência para a variável pressão no assento .....	40
Figura 3.9: Superfícies de resposta para as acelerações RMS no eixo dianteiro nas declividades D1 (a) e D2 (b) em função da velocidade de deslocamento e pressão de insuflação dos pneus .....	44
Figura 3.10: Superfícies de resposta para as acelerações RMS no eixo traseiro nas declividades D1 (a) e D2 (b) em função da velocidade de deslocamento e pressão de insuflação dos pneus .....	45
Figura 3.11: Superfície de resposta nas declividades D1 (a) e D2 (b) para o assoalho em função da velocidade de deslocamento e pressão de insuflação dos pneus .....	46
Figura 3.12: Superfície de resposta nas declividades D1 (a) e D2 (b) para o assento em função da velocidade de deslocamento e pressão de insuflação dos pneus .....	47
Figura 3.13: Superfícies de resposta nas declividades D1 (a) e D2 (b) para T1 em função da velocidade de deslocamento e pressão de insuflação dos pneus .....	48
Figura 3.14: Superfícies de resposta nas declividades D1 (a) e D2 (b) para a transmissibilidade T2 em função da velocidade de deslocamento e pressão de insuflação dos pneus .....	49
Figura 3.15: Superfícies de resposta nas declividades D1 (a) e D2 (b) para T3 em função da velocidade de deslocamento e pressão de insuflação dos pneus .....	50
Figura 4.1: Pontos de coleta de dados na cabine de operação (a) e externos à cabine (b) .....	56
Figura 4.2: Sistema coordenado .....	56
Figura 4.3: Área experimental .....	59
Figura 4.4: Desdobramento da velocidade no assento do operador .....	61
Figura 4.5: Pontos de coleta de dados na cabine de operação (a) e externos à cabine (b) .....	62
Figura 4.6: Análise de regressão do fator velocidade para a operação do trator sem (a) e com (b) acoplamento da semeadora-adubadora .....	65
Figura 4.7: Análise de regressão do fator velocidade para as declividades D1 e D2 .....	66
Figura 5.1: Pontos de coleta de dados na cabine de operação .....	75
Figura 5.2: Pontos de coleta externos no pulverizador .....	75



Figura 5.3: Sistema coordenado .....	76
Figura 5.4: Desdobramento do espectro de frequência para a variável velocidade no assento .....	80
Figura 5.5: Desdobramento do espectro de frequência para a variável pressão no assento .....	81
Figura 5.6: Superfície de resposta para as acelerações RMS no eixo dianteiro em função da velocidade de deslocamento e pressão de insuflação dos pneus .....	83
Figura 5.7: Superfície de resposta para as acelerações RMS no eixo traseiro em função da velocidade de deslocamento e pressão de insuflação dos pneus .....	84
Figura 5.8: Superfície de resposta para as acelerações RMS no assoalho em função da velocidade de deslocamento e pressão de insuflação dos pneus .....	85
Figura 5.9: Superfície de resposta para as acelerações RMS no assento em função da velocidade de deslocamento e pressão de insuflação dos pneus .....	86
Figura 5.10: Superfície de resposta para T1 em função da pressão de insuflação dos pneus e velocidade de deslocamento do pulverizador .....	87
Figura 5.11: Superfície de resposta para T2 em função da pressão de insuflação dos pneus e velocidade de deslocamento do pulverizador .....	88
Figura 5.12: Superfície de resposta para T3 em função da pressão de insuflação dos pneus e velocidade de deslocamento do pulverizador .....	89

## LISTAS DE TABELAS

Tabela 3.1: Relação de insuflação em função das cargas dos pneus .....	36
Tabela 3.2: Variações dos percursos .....	37
Tabela 3.3: Principais resultados da análise de variância da aceleração RMS determinada nos eixos traseiro, dianteiro, assoalho da cabine e assento do operador .....	41
Tabela 3.4: Principais resultados da análise de variância da aceleração RMS para as transmissibilidades .....	42
Tabela 3.5: Resultado do desdobramento do fator declividade em cada nível do fator velocidade de deslocamento.....	43
Tabela 3.6: Resultado do desdobramento do fator declividade em cada nível do fator pressão de insuflação dos pneus .....	43
Tabela 4.1: Variações dos percursos .....	60
Tabela 4.2: Principais resultados da análise de variância da aceleração RMS determinada nos eixos traseiro, dianteiro, assoalho da cabine e assento do operador .....	62
Tabela 4.3: Resultado do desdobramento do fator maquinário em cada nível do fator velocidade de deslocamento .....	63
Tabela 4.4: Resultado do desdobramento do fator declividade em cada nível do fator velocidade de deslocamento .....	65
Tabela 4.5: Principais resultados da análise de variância das acelerações RMS para as transmissibilidades .....	67
Tabela 4.6: Desdobramento entre os fatores velocidade (V) e maquinário (M) para as transmissibilidades T1, T2 e T3 .....	68
Tabela 4.7: Desdobramentos entre os fatores declividade (D) e velocidade (V) para as transmissibilidades T1, T2 e T3 .....	69
Tabela 5.1: Delineamento experimental empregado .....	79
Tabela 5.2: Principais resultados da análise de variância das acelerações RMS determinadas nos eixos traseiro, dianteiro, assoalho da cabine e assento do operador .....	82
Tabela 5.3: Principais resultados da análise de variância das acelerações RMS para as transmissibilidades .....	82

## SUMÁRIO

	<b>CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO</b> .....	12
1.1.	Objetivo geral .....	14
1.2.	Objetivos específicos .....	14
1.3.	Disposição do trabalho .....	14
	<b>REFERÊNCIAS</b> .....	15
	<b>CAPÍTULO 2 - REFERENCIAL TEÓRICO</b> .....	17
2.1.	Máquinas agrícolas .....	17
2.2.	Vibrações mecânicas .....	19
2.3.	Ergonomia .....	21
	<b>REFERÊNCIAS</b> .....	25
	<b>CAPÍTULO 3 - CARACTERIZAÇÃO DA SEVERIDADE DE VIBRAÇÃO EM TRATOR AGRÍCOLA CONSIDERANDO DIFERENTES CENÁRIOS DE OPERAÇÃO</b> .....	28
1.	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	28
2.	<b>MATERIAL E MÉTODOS</b> .....	30
2.1.	Análise dos sinais .....	32
2.2.	Espectros de frequências .....	32
2.3.	Médias RMS .....	33
2.4.	Variáveis avaliadas durante as operações de campo .....	35
2.5.	Análise estatística dos dados .....	37
3.	<b>RESULTADOS E DISCUSSÃO</b> .....	38
4.	<b>CONCLUSÕES</b> .....	51
	<b>REFERÊNCIAS</b> .....	52
	<b>CAPÍTULO 4 - SEVERIDADE DE VIBRAÇÃO NO POSTO DE OPERAÇÃO DE UM TRATOR COM E SEM O ACOPLAMENTO DE UMA SEMEADORA-ADUBADORA EM DIFERENTES CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO</b> .....	54
1	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	54
2	<b>MATERIAL E MÉTODOS</b> .....	55
2.1.	Análise dos sinais.....	57
2.2.	Variáveis avaliadas durante as operações de campo .....	59
2.3.	Análise estatística dos dados .....	60
3	<b>RESULTADOS E DISCUSSÃO</b> .....	60
4	<b>CONCLUSÕES</b> .....	69
	<b>REFERÊNCIAS</b> .....	71
	<b>CAPÍTULO 5 - ANÁLISE DA SEVERIDADE DE VIBRAÇÃO EM UM PULVERIZADOR AUTOPROPELIDO: UM ESTUDO CONSIDERANDO A VARIAÇÃO DA VELOCIDADE DE AVANÇO E A PRESSÃO DE INSUFLAÇÃO DE PNEUS</b> .....	73
1	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	73
2	<b>MATERIAL E MÉTODOS</b> .....	74
2.1.	Análise dos sinais.....	77
2.2.	Variáveis avaliadas durante as operações de campo .....	78
2.3.	Análise estatística dos dados .....	79
3	<b>RESULTADOS E DISCUSSÃO</b> .....	80
4	<b>CONCLUSÕES</b> .....	89
	<b>REFERÊNCIAS</b> .....	90
	<b>CAPÍTULO 6 – CONCLUÇÕES GERAIS</b> .....	92

## CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO

Com a crescente produção agrícola no Brasil e no mundo, a cada safra, maiores áreas são destinadas ao cultivo de grãos. Na safra 1990/1991 foram colhidos, em âmbito mundial, 129.006.000 ha de milho e 54.419.000 ha de soja, enquanto para a safra de 2019/2020 são estimados 192.012.000 ha e 122.664.000 ha, respectivamente (USDA, 2019). Tais números foram alcançados devido à mecanização agrícola, que com o advento de novas tecnologias se inova a cada dia (MOLIN et al., 2016). Contudo, as atividades agrícolas estão entre as ocupações mais perigosas, sendo que a cada três acidentes no campo, um gera afastamento definitivo das atividades laborais (MONTEIRO, 2009). Portanto, as causas de morte e lesões no trabalho são pauta preocupante, haja vista o crescimento no número de feridos por exposição ocupacional (COMMISSION, 2004).

Operadores de máquinas agrícolas sujeitam sua saúde e segurança a agentes físicos, tais como ruídos e vibrações; químicos, como poeira e fumaça; e biológicos, como pólen, esporos e micro-organismos (MONARCA et al., 2005).

Dentre as vibrações que acometem o ser humano estão as vibrações de corpo inteiro e as vibrações às mãos e braços (BRÜEL & KJAER, 1989). As vibrações de corpo inteiro (VCI) são transmitidas por meio do contato com determinada superfície (costas, nádegas, pés, etc) a todo o corpo, enquanto as vibrações às mãos e braços injuriam operadores de ferramentas manuais nesses membros especificamente (BRÜEL & KJAER, 1989). Segundo Seidel (2005), a mensuração da exposição às VCI é feita na interface entre a máquina e o operador, principalmente no assento do motorista e operador. As VCI caracterizam-se por baixa frequência e alta amplitude, e situam-se na faixa de 1 a 80 Hz, mais comumente entre 1 a 20 Hz (RIBAS, 2014).

Devido ao trabalho contínuo e rotineiro, operadores podem desenvolver problemas severos de saúde a partir da exposição a vibrações mecânicas, o que pode ser acentuado quando a frequência dominante durante a operação do trator, que é da ordem de 1-7 Hz, que coincide com as frequências naturais do corpo humano. As frequências do tronco humano variam entre 4-8 Hz e as da vértebra lombar entre 4-5 Hz (ZEHSZ et al., 2011). Dentre as injúrias causadas pela exposição às VCI estão a dor lombar e distúrbios musculoesqueléticos, e também doenças mais graves como patologias degenerativas na coluna vertebral (ADAM & JALIL, 2017).

Na década de 1960, já se reconhecia que a exposição, ocasionada pelas atividades laborais, às vibrações mecânicas causavam desconforto ao operador e por vezes

culminavam em lesões, contudo, apenas em 2002 foi introduzida a legislação para limitar tal exposição (SERVADIO et al., 2007).

A diretiva europeia 2002/44/CE fixa requisitos mínimos para a segurança e saúde de motoristas profissionais que estão submetidos às vibrações. A regulamentação diz que o valor limite de aceleração, para as vibrações de corpo inteiro, em uma carga-horária de oito horas é de  $1,15 \text{ m s}^{-2}$ , pois os riscos aumentam quando as magnitudes de vibração são altas, e o tempo de exposição longo e frequente (CUTINI et al., 2017). Entretanto, a diretiva normatiza apenas as avaliações do efeito causado pelas vibrações no eixo Z, não considerando as direções longitudinal (eixo X) e transversal (eixo Y) (DEBOLI et al., 2017).

Scarlett et al. (2007) estudaram a severidade das VCI tanto no assento do operador, como na cabine de diferentes tratores em operações agrícolas e observaram que as acelerações medidas no eixo Y foram preponderantes durante as atividades em campo. Ademais, foi observado que as vibrações ao longo dos eixos X e Y podem ser muito nocivas ao corpo humano (CORBRIDGE & GRIFFIN, 1986; SEIDEL, 2005).

Determinar e analisar a VCI na agricultura e nos setores da construção civil torna-se mais complexo do que nos segmentos industriais, devido a inerente variabilidade dos fatores encontrados no campo (ZHAO & SCHINDLER, 2014). Devido a isso, na agricultura, diversos estudos se empenharam em aferir as VCI diversificando as possibilidades de situações, visando tornar as análises o mais verossímil às condições de campo, como por exemplo variando a velocidade de avanço em pistas suaves e em pistas com mais rugosidades e irregularidades (CUTINI et al., 2016; DEBOLI et al., 2017), com diferentes pressões de insuflação dos pneus e lastro (DEBOLI et al., 2017), em operações de aração e gradagem levando em consideração o acionamento da tração dianteira auxiliar e o não acionamento (VILLIBOR et al., 2014), bem como a não e a utilização da tração 4x4 (LANGER et al., 2015; CUTINI et al., 2016).

Trabalhos anteriores dedicaram-se a analisar a transmissibilidade de vibrações mecânicas às máquinas agrícolas em condições controladas de pistas de testes (DEBOLI et al., 2017; CUTINI et al., 2016; KRÜGER, 2019), no entanto, em condições reais no campo são poucos os estudos existentes. Diante disto, objetiva-se neste trabalho determinar as acelerações a que operadores e sistemas mecânicos estão expostos nas direções longitudinal, transversal e vertical, no campo, e confrontá-los com as normas de saúde e segurança no trabalho.

### **1.1. Objetivo geral**

O presente trabalho foi desenvolvido com o objetivo de analisar a severidade de vibração que atinge o posto de operação de um trator, um conjunto mecanizado e um pulverizador autopropelido em condições de campo, por meio da medição das acelerações RMS, da transmissibilidade de vibração e dos espectros de frequência.

### **1.2. Objetivos específicos**

- Determinar os níveis de vibrações mecânicas nos eixos dianteiro e traseiro, no assoalho da cabine e no assento do operador em um trator agrícola operando sem acoplamento de implementos, considerando diferentes velocidades de avanço, declividades e pressão de insuflação dos pneus;
- Determinar os níveis de vibrações mecânicas nos eixos dianteiro e traseiro, no assoalho da cabine e no assento do operador em um trator agrícola operando acoplado a uma semeadora-adubadora, considerando diferentes velocidades de avanço e declividades;
- Determinar os níveis de vibrações mecânicas nos eixos dianteiro e traseiro, no assoalho da cabine e no assento do operador em um pulverizador autopropelido, considerando diferentes velocidades de avanço e pressão de insuflação dos pneus.

### **1.3. Disposição do trabalho**

Este trabalho foi dividido em seis capítulos, dos quais, o primeiro corresponde à introdução geral, e o segundo corresponde ao referencial teórico. No terceiro capítulo é apresentado o estudo da severidade de vibração a partir do experimento com um trator agrícola. O quarto capítulo é composto pelo estudo que compara a severidade de vibração no trator agrícola operando acoplado e não acoplado a uma semeadora-adubadora, o quinto capítulo abrange o estudo da severidade de vibração em um pulverizador autopropelido, e o sexto apresenta as conclusões gerais do trabalho.

## REFERÊNCIAS

ADAM, S. A.; JALIL, N. A. A. Vertical Suspension Seat Transmissibility and SEAT Values for Seated Person Exposed to Whole-body Vibration in Agricultural Tractor Preliminary Study. **Procedia Engineering**, v. 170, p. 435–442, 2017.

BRÜEL & KJAER. **Human Vibration**. Denmark, 1989.

COMMISSION, E. **The magnitude and spectrum of farm injuries in the European Union countries**. Department of Epidemiology, Athens University Medical School, Center for Research and Prevention of Injuries, Athens, Greece, 2004.

CORBRIDGE, C., GRIFFIN, M.J. Vibration and comfort: vertical and lateral motion in the range 0.5 to 5.0 Hz. **Ergonomics**, v. 29, n. 2, p. 249-272, 1986.

CUTINI, M.; COSTA, C.; BISAGLIA, C. Development of a simplified method for evaluating agricultural tractor's operator whole body vibration. **Journal of Terramechanics**, v. 63, p. 23-32, 2016.

CUTINI, M.; BRAMBILLA, M.; BISAGLIA, C. Whole-Body Vibration in Farming: Background Document for Creating a Simplified Procedure to Determine Agricultural Tractor Vibration Comfort. **Agriculture**, v.7, p.84, 2017.

DEBOLI, R.; CALVO, A.; PRETI, C. International Journal of Industrial Ergonomics Whole-body vibration: Measurement of horizontal and vertical transmissibility of an agricultural tractor seat. **International Journal of Industrial Ergonomics**, v. 58, p. 69–78, 2017.

EUROPEU, P. DIRECTIVA 2002/44/CE DO PARLAMENTO EUROPEU E DO CONSELHO de 25 de Junho de 2002 **Relativa às prescrições mínimas de segurança e saúde respeitantes à exposição dos trabalhadores aos riscos devidos aos agentes físicos (vibrações)**, décima sexta diretiva especial na aceção do n. 10, p. 13–19, 2002.

KRÜGER, J., Influence of posture on the deviation of measured acceleration values for tractor operators. **Biosystems Engineering**, v. 1, p. 1-8, 2019.

LANGER, T. H.; EBBESEN, M. K.; KORDESTANI, A. Experimental analysis of occupational whole-body vibration exposure of agricultural tractor with large square baler. **International Journal of Industrial Ergonomics**, v. 47, p. 79-83, 2015.

MOLIN, J. P., et al. Agricultura de precisão. São Paulo: Oficina de Textos, 2015

MONARCA, D. et al. Safety and health of workers: exposure to dust, noise and vibrations. **Acta Horticulturae**, v. 845, p. 437-442, 2005.

MONTEIRO, L. A. Acidentes com tratores agrícolas. **Cultivar**, Universidade Federal do Ceará, Fortaleza, 2009.

RIBAS, R. L.; FRANTZ, U. G.; FARIAS, M. S. DE. Exposição humana à vibrações de corpo inteiro em um trator agrícola com pneus radiais. **Ciência Rural**, v. 44, n. 9, p. 1589-1595, 2014.

SCARLETT, A. J.; PRICE, J. S.; STAYNER, R. M. Whole-body vibration: evaluation of emission and exposure levels arising from agricultural tractors. **Journal of Terramechanics**, v. 44, p. 65-73, 2007.

SEIDEL, H. On the Relationship between Whole-body Vibration Exposure and Spinal Health Risk. **Ind Health**, v. 43, n.3, p. 361-377, 2005.

SERVADIO, P.; MARSILI, A.; BELFIORE, N. P. Analysis of driving seat vibrations in high forward speed tractors. **Biosystems Engineering**, v. 97, p. 171-180, 2007.

USDA. United States Department of Agriculture. Agricultural Research Service. Disponível em: < <https://www.fas.usda.gov/> >. Acesso em: 14 out. 2019.

VILLIBOR, G. P.; SANTOS F. L.; QUEIROZ, D. M.; GUEDES, D. M. Vibration levels on rear and front axles of a tractor in agricultural operations. **Acta Scientiarum**, v. 36, n. 1, p. 7-14, 2014.

ZEHSAZ, M. et al. Tractor cabin's passive suspension parameters optimization via experimental and numerical methods. **Journal of Terramechanics**, v. 48, p. 439-450, 2011.

ZHAO, X.; SCHINDLER, C. Evaluation of whole-body vibration exposure experienced by operators of a compact wheel loader according to ISO 2631-1:1997 and ISO 2631-5:2004. **Industrial Ergonomics**, v. 44, n. 6, p. 840-850, 2014.



## **CAPÍTULO 2 - REFERENCIAL TEÓRICO**

### **2.1. Máquinas agrícolas**

O Brasil é o maior país em termos territoriais da América Latina e o quinto em âmbito mundial, em que 75,4 milhões de hectares, dos aproximados 854,74 milhões de hectares totais, foram destinados ao cultivo agrícola em 2019 (MAPA, 2020). O setor agropecuário exerce grande importância na economia, haja vista a atuação direta em 21,4% do PIB total nacional de 2019 (CEPEA, CNA, 2020).

O cenário agrícola mundial, ao longo dos últimos anos, deve sua ampliação econômica e territorial ao emprego da mecanização. A crescente utilização de máquinas e implementos agrícolas mudou a prática de agricultura de subsistência para atividade empresarial, que gera emprego e renda, além de cumprir seu principal papel na geração de alimentos em larga escala (FEITOSA, 2014). Não diferente, a agricultura brasileira passa por um rápido processo de modernização que se dá pela substituição do trabalho manual pelo mecanizado em propriedades rurais (MADEIRA, 2011), sejam elas de pequeno, médio ou grande porte (FEITOSA, 2014).

A disseminação do trator agrícola fez-se muito importante no Brasil, quando em concomitância com o êxodo rural, colaborou com o atendimento às demandas de alimentos, cada vez maiores, tanto humanas quanto animais (DEBIASI, 2002).

Montanha et al. (2012) atribuíram ao trator agrícola o alto desempenho da agricultura atual, devido a sua versatilidade em realizar diversas operações, transformando a energia química presente nos combustíveis em energia mecânica. Para Mialhe (1980), o trator agrícola é uma máquina dinâmica e multifuncional em que seus componentes são aptos a tracionar, transportar e fornecer potência mecânica para conduzir máquinas e implementos agrícolas. Os componentes que permitem tal multifuncionalidade ao trator agrícola são: a barra de tração, tomada de potência e engate de três pontos, com a finalidade de tracionar, acionar, transportar máquinas e implementos agrícolas (SIMIKIC et al., 2014).

Vilagra e Genz (2009) afirmam que robustez, versatilidade, confiabilidade, segurança, conforto, fácil acoplamento e acionamento para com variados tipos de implementos e máquinas são características indispensáveis para que o trator realize as operações a ele atribuídas.

Salomão (2003) em seu estudo a respeito da modernização da frota agrícola brasileira, destaca que o crescimento da mecanização, em conjunto com a modernização das máquinas e equipamentos agrícolas otimizou os processos de semeadura e colheita,

reduzindo com isto o desperdício de grãos, que comprometia cerca de 5% da produção. Ainda segundo este autor, a utilização de tecnologias no âmbito rural tem grande importância no aumento da produção, tanto quantitativa quanto qualitativamente.

A mecanização agrícola, indubitavelmente, proporciona o aumento da renda do setor, e substitui o labor árduo, rude, e por vezes, desumano, que por diversos anos acometeu o trabalhador rural (SCHLOSSER, 2001). A modernização dos sistemas agrícolas de produção, portanto, beneficia toda a sociedade brasileira e não somente produtores rurais (MADEIRA, 2011).

As operações agrícolas visam desenvolver técnicas de previsão, planejamento, controle e coordenação, das atividades para que se obtenha o máximo rendimento dos recursos utilizados (máquinas, implementos, componentes de máquinas, insumos) pelo menor custo econômico (MIALHE, 1974). Nas operações agrícolas objetiva-se obter a maior capacidade operacional das máquinas e conjuntos mecanizados, sem que haja prejuízo na qualidade do trabalho (MIALHE, 1980).

Uma vez que os tratores se fizeram maiores e mais potentes, conseqüentemente, os implementos tornaram-se também mais robustos, abrangendo áreas maiores tanto no preparo do solo como no plantio, na pulverização e na colheita. Como esse trabalho apresenta os dados de vibrações do acoplamento de uma semeadora-adubadora e de um pulverizador autopropelido, essas máquinas vão ser melhor apresentadas aqui.

Mialhe (1980) define que as semeadoras são máquinas que depositam as sementes no solo. Para Silva et al. (2012), as semeadoras-adubadoras devem cumprir a função de cortar a palha, romper o solo, depositar as sementes e o adubo, fechar o sulco e compactar o solo sobre a semente. Fontes (2013) caracteriza as semeadoras-adubadoras como máquinas compostas por chassi, depósitos e mecanismos dosadores de adubos e sementes, discos de corte, mecanismos sulcadores e cobridores, rodas compactadoras, de controle de profundidade de sementes e de sustentação.

Balastreire (1987) afirma que as semeadoras podem ser classificadas de várias maneiras destacando-se, estas que são: formas de distribuição de sementes (a lanço ou em linha), de acionamento (manuais, de tração animal, motorizadas e tratorizadas), e de acoplamento à fonte de potência (montada, semimontada e de arrasto).

Os pulverizadores são máquinas que bombeiam líquidos sob pressão dos furos dos bicos, e quando tais líquidos irrompem contra o ar, subdividem-se em gotículas alcançando a superfície foliar que almejava-se ser tratada (SANTOS FILHO & SANTOS, 2001). Os pulverizadores podem ser classificados como manuais, motorizados, tratorizados

e autopropelidos. Ferreira et al. (2010) destacam as principais vantagens dos pulverizadores autopropelidos aos demais, que são: a alta velocidade, a extensa faixa de aplicação e o grande volume do reservatório, além da segurança que a cabine proporciona aos operadores. Os autores ainda afirmam que tais máquinas podem alcançar melhorias, em se tratando de segurança e conforto, quando existem elementos de suspensão que têm por objetivo isolar a estrutura e o operador das vibrações causadas pela operação.

## 2.2. Vibrações mecânicas

Rao (2008) caracteriza como vibração o movimento oscilatório que após determinado intervalo de tempo se repete, em que o intervalo de tempo denomina-se período. O conceito de vibração aplica-se a uma partícula, um corpo rígido, ou ao conjunto destes. O estudo dos movimentos oscilatórios e das forças a eles relacionadas é de incumbência da teoria de vibração.

O movimento quando repetido em um mesmo intervalo de tempo  $t$ , é chamado de movimento periódico. A forma senoidal do movimento é a mais simples dentre os movimentos periódicos, esta que caracteriza o movimento harmônico simples (MHS). Tal movimento é governado pela equação diferencial ordinária de segunda ordem homogênea, com um grau de liberdade sujeito a vibração livre não amortecida, como expressa a Equação 2.1 (BOYCE & DIPRIMA, 2002).

$$m \frac{d^2v}{dt^2} + kv = 0 \quad \text{Equação 2.1}$$

Em que,

$m$  = massa do sistema, kg;

$\frac{d^2v}{dt^2}$  = aceleração do sistema,  $m \text{ s}^{-2}$ ;

$k$  = rigidez do sistema,  $N \text{ m}^{-1}$ .;

$v$  = deslocamento do sistema, m.

Esta mesma equação pode ser representada na forma matricial, como expressa a Equação 2.2.

$$[M]\{\ddot{v}\} + [K]\{v\} = 0 \quad \text{Equação 2.2}$$

$[M]$  = matriz massa, kg;

$\{\ddot{v}\}$  = vetor aceleração,  $m s^{-2}$ .;

$[K]$  = matriz rigidez,  $N m^{-1}$ .;

$\{v\}$  = vetor deslocamento, m.

A Equação 2.2 representa a condição de vibração natural de um sistema, onde não há força externa atuando sobre o mesmo. As vibrações naturais do sistema são denominadas modos naturais de vibração ou modos de vibração, e as frequências de vibração são chamadas de frequências naturais, fatores estes que são influenciados pelo número de graus de liberdade do sistema (SANTOS, 2008).

De acordo com Boyce & Diprima (2002), uma solução geral da Equação 2.2 é dada pela Equação 2.3.

$$v = A \cos \omega t + B \operatorname{sen} \omega t \quad \text{Equação 2.3}$$

Em que,

$$\omega^2 = \frac{K}{M}, \operatorname{rad} s^{-1}$$

E as constantes arbitrárias A e B podem ser determinadas se existirem condições iniciais de contorno.

A forma matricial da Equação 2.4 representa o sistema de um grau de liberdade quando há cargas externas aplicadas ao mesmo, bem como um coeficiente de amortecimento.

$$[M]\{\ddot{v}\} + [C]\{\dot{v}\} + [K]\{v\} = \{F\} \quad \text{Equação 2.4}$$

Em que,

$\{F\}$  = vetor de carga externa;

$[M]$  = matriz massa, kg;

$\{\ddot{v}\}$  = vetor aceleração,  $m s^{-2}$ .;

$[C]$  = matriz amortecimento;

$\{\dot{v}\}$  = vetor velocidade,  $m s^{-1}$ .;

$[K]$  = matriz rigidez,  $N\ m^{-1}$ .;

$\{v\}$  = vetor deslocamento, m.

Em máquinas e estruturas, as vibrações aumentam as tensões entre seus componentes, logo, são em sua maioria, indesejadas e devem ser evitadas ao máximo pelos projetistas (SANTOS FILHO, 2002). Em sistemas mecânicos, as vibrações prejudicam os componentes do veículo como por exemplo o chassi, a suspensão, os eixos, pneus e rodas e por meio desses elementos atingem o posto de operação causando dor e desconforto ao operador (DONOFRE et al., 2014).

Em tratores agrícolas, as vibrações oriundas do motor se caracterizam pela alta frequência e pequena amplitude e atingem o operador por meio do assento, do volante e dos comandos, enquanto as vibrações geradas pelas irregularidades do terreno são de baixa frequência e grande amplitude, transmitidas diretamente ao operador (ROLDÁN et al., 1999). Aquelas não ocasionam efeitos nocivos à saúde do operador, contudo, essas últimas são especialmente danosas quando coincidem com as frequências naturais da coluna vertebral e da região lombar (RONDÁN et al., 1999).

Roth (2010) contrapõe que, apesar da maior compreensão, no século XXI, a respeito do conforto e da segurança que devem estar presentes nas operações de máquinas agrícolas, muitos fabricantes ainda disponibilizam no mercado nacional, máquinas que não se atentam aos parâmetros necessários à realização da atividade nos quesitos ergonômicos, ressaltando a importância de se avaliar corretamente os efeitos das vibrações no posto de operação do trator.

Doimo (2016) ressalta que a exposição por longos períodos de tempo às vibrações mecânicas induz à diminuição do rendimento do operador na execução de operações e conseqüente quebra de eficiência da máquina e, por vezes, a fadiga gerada ao operador pode culminar em acidentes, ferindo assim, os preceitos da Ergonomia.

### **2.3. Ergonomia**

Dada a importância da mecanização para a expansão do cultivo de produtos agrícolas em áreas cada vez maiores, faz-se também importante o conforto do operador de máquinas para realizar com maestria suas atividades laborais (FORASTIERE, 2016). Para a realização satisfatória das operações agrícolas é de extrema importância que quesitos básicos supram as necessidades do operador (MACHADO et al., 2002). É fundamental que os tratores estejam em boas condições de conservação para que a exposição do operador às

cargas físicas seja minimizada, o que acarreta em aumento da produtividade e qualidade do trabalho, reduzindo a incidência de erros, acidentes e possíveis doenças ocupacionais (MEHTA et al., 2000).

“Conforto” pode ser entendido como a harmonia entre fatores fisiológicos e psicológicos do ser humano para com o ambiente. O ambiente de trabalho deve proporcionar proteção, bem como prevenir acidentes, doenças ocupacionais, assim como dispor de boa relação entre empresa e empregado (FORASTIERE, 2016).

A palavra Ergonomia tem sua origem do grego *ergon* (trabalho) e *nomos* (legislação, normas). É a ciência, que configura, planeja, adapta o trabalho ao homem, e que a partir do conhecimento de condições de trabalho insatisfatórias visa preservar o operador da fadiga, do desgaste físico e mental afim de aumentar a eficiência do trabalho realizado (KILESSE et. al., 2006).

Segundo Iida (1990), almeja-se que a ergonomia se faça presente nos processos iniciais de projetos de máquinas para que desde o princípio preze-se pelo conforto e pela segurança do operador.

Os estudos em ergonomia induziram os fabricantes a fornecerem modelos de tratores com melhores projetos, no que tange a proposta de posicionamento dos comandos e instrumentos (SCHLOSSER & DEBIASI, 2002). Contudo, conforme Leite (2015), grande parcela dos tratores fabricados no Brasil não atende aos requisitos ergonômicos, pois os projetos de máquinas, em sua maioria, priorizam a otimização dos parâmetros operacionais, o que nem sempre acata as condições adequadas de trabalho. O autor acrescenta, perante tal quadro, a importância de se estudar os parâmetros ergonômicos, a exemplo das vibrações e ruídos, e confrontá-los junto às normas vigentes.

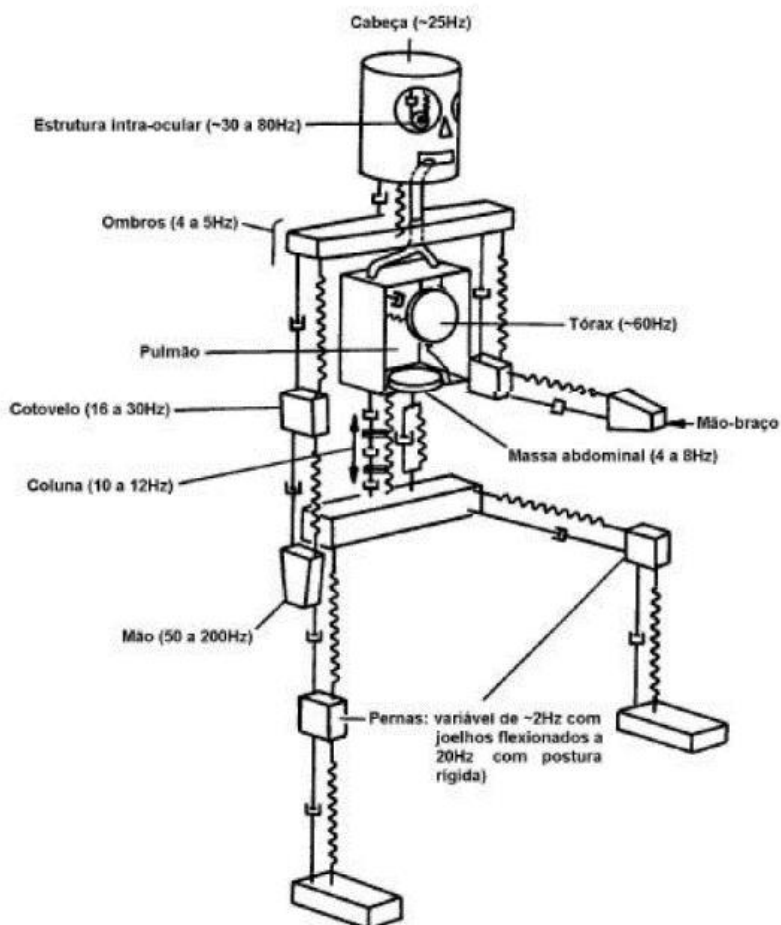
Dentre os fatores que ferem as propostas da ergonomia em tratores agrícolas (agentes químicos, físicos e biológicos) estão as vibrações, que além de gerarem desconforto colocam em questão a segurança e saúde do operador e também aumentam as tensões dinâmicas que levam os elementos de máquina à fadiga (MEHTA et al., 2000). Para Sam e Kathirvel (2006), os principais efeitos do aumento da severidade de vibração em automóveis são: os prejuízos à saúde, o desconforto e o enjoo pelo movimento.

Os fatores relevantes para a análise de vibração de corpo inteiro são a intensidade, a frequência, a direção e o tempo de exposição da vibração (ANFLOR, 2003). A diretiva europeia 2002/44/CE define vibração de corpo inteiro como a vibração que, quando transmitida a todo o corpo, acarreta riscos à saúde e segurança dos trabalhadores, e destaca as patologias da região lombar e da coluna vertebral.

A vibração não pode ser lidada apenas como um problema de engenharia, deve-se levar em consideração os problemas médicos que podem ser causados por ela (PEREIRA, 2005). Segundo o mesmo autor, nos Estados Unidos os efeitos da exposição às vibrações mecânicas na saúde, tanto física quanto psicológica, têm sido estudados desde 1971 pela força aérea e aviação naval americana.

O corpo humano trata-se de um sistema não-linear que possui diversos graus de liberdade. No entanto, para a faixa de frequência de 2 a 30 Hz, pode-se dispor de recursos de modelagem para representar a complexidade do corpo humano de maneira linear, aproximando-o do sistema massa-mola-amortecedor (GRIFFIN, 1996). Na figura 2.1 está o modelo que representa tal afirmação, e em destaque estão os valores de frequência em que ocorrerão ressonância nas diferentes partes do sistema. Cada parte do corpo, portanto, pode amplificar ou amortecer as vibrações quando submetidas a determinada frequência de tal excitação (PEREIRA, 2005).

Figura 2.1: Modelo mecânico do corpo humano com as respectivas faixas de ressonância.



Fonte: Brüel & Kjaer, 2000 apud Balbinot, 2001.

Em seu estudo que visava aferir as VCI em assentos de tratores, Deboli (2017) verificou que o amortecimento do assento era eficiente somente no eixo Z, uma vez que a transmissibilidade de vibração se concentrava por volta de  $0,7 \text{ m s}^{-1}$ , no entanto, no que tange os eixos X e Y, com exceção da superfície de asfalto, a transmissibilidade em momento algum foi menor que 1.

ADAM & JALIL (2017) encontraram frequências entre 2 e 3 Hz no assento do trator quando mediam a transmissibilidade em um trator com suspensão vertical. Os mesmos autores concluíram que a transmissibilidade foi, nos cenários trabalhados, maior que 1.

Santos Filho (2002) em seu estudo que mediu a severidade de vibração vertical em assento e níveis de ruído em trator agrícola encontrou eficiência na transmissibilidade de vibração, uma vez que a aceleração encontrada no assento foi menor que a encontrada na base do mesmo para as velocidades consideradas. A faixa de frequência com maior potencial de vibração encontrada pelo autor foi de 2-4 Hz.

Villibor et al. (2014) determinaram os níveis de vibração em operações de aração e gradagem considerando o acionamento e o não acionamento da tração dianteira auxiliar. A partir dos níveis de vibração os autores extraíram as faixas de frequência vibracionais e para ambas as operações de preparo do solo, foram encontrados picos de vibração na faixa de 2 a 4 Hz.

Scarlett et al. (2007) observaram, frente a diretiva europeia 2002/44/CE, que os limites de vibração para um período de oito horas são excedidos em 95% dos casos, uma vez que fizeram testes em tratores de quatro marcas diferentes.

Por intermédio de análises subjetivas e objetivas mensura-se o conforto do operador em tratores. As subjetivas dão-se por meio da avaliação de operadores ou pessoas que têm prática na área, enquanto as objetivas efetivamente medem as amplitudes, direções, durações e frequências de vibrações (SANTOS FILHO, 2002). O presente estudo mensura a vibração mecânica em pontos de coleta tanto no trator, quanto no pulverizador de forma objetiva, por meio de acelerômetros e confronta os valores encontrados frente à norma ISO 2631-1 de 1997 e frente à Diretiva Europeia 2002/44/CE de 2002.



## REFERÊNCIAS

ADAM, S. A.; JALIL, N. A. A. Vertical Suspension Seat Transmissibility and SEAT Values for Seated Person Exposed to Whole-body Vibration in Agricultural Tractor Preliminary Study. **Procedia Engineering**, v. 170, p. 435–442, 2017.

ANFLOR, Carla Tatiana Mota. **Estudo da transmissibilidade da vibração no corpo humano na posição vertical e desenvolvimento de um modelo biodinâmico de quatro graus de liberdade**. 2003. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, RS, 2003.

BALASTREIRE, L. A. **Máquinas agrícolas**. 1ed. São Paulo: Manole Editora, 1987.

BOYCE, W. E.; DIPRIMA, R. C. **Equações Diferenciais Elementares e Problemas de Valores de Contorno**. LTC, Rio de Janeiro, 2002.

BRÜEL & KJAER. **Le vibrazioni del corpo umano**. Folheto técnico, 2000 apud BALBINOT, A. **Caracterização dos Níveis de Vibração em Motoristas de ônibus: Um Enfoque no Conforto e na Saúde**. Tese (Doutorado em Engenharia), Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2001.

CEPEA, CNA. **PIB do agronegócio brasileiro**. Piracicaba, 30 mar 2020. Disponível em: [HTTP://www.cepea.esalq.usp.br/br/pib-do-agronegocio-brasileiro.aspx](http://www.cepea.esalq.usp.br/br/pib-do-agronegocio-brasileiro.aspx). Acesso em 30/03/2020.

DEBIASI, H. **Diagnóstico dos acidentes de trabalho e das condições de segurança na operação de conjuntos tratorizados**. 2002. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, 2002.

DEBOLI, R.; CALVO, A.; PRETI, C. International Journal of Industrial Ergonomics Whole-body vibration: Measurement of horizontal and vertical transmissibility of an agricultural tractor seat. **International Journal of Industrial Ergonomics**, v. 58, p. 69–78, 2017.

DOIMO, Lucas da Silva. **Avaliação da vibração ocupacional no posto operacional de tratores agrícolas estáticos utilizando-se duas rotações angulares**. Dissertação (Mestrado em Agronomia) – Universidade Estadual Paulista, Botucatu, 2016.

DONOFRE, A. C.; NAZARENO, A. C. Vibrações mecânicas: Um agente estressor no transporte de pintos. **Revista brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, v. 18, n. 4, p. 454-458, 2014.

FEITOSA, Jardênia Rodrigues. **Influência da pressão interna dos pneus e da velocidade nos parâmetros operacionais de um trator agrícola e nas propriedades físicas do solo**. 2014. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, 2014.

FERREIRA, A. L.; BALTHAZAR, J. M.; PONTES JÚNIOR, B. R. **Influência da suspensão na segurança e no conforto de um pulverizador autopropelido**. Artigo técnico - Engenharia Agrícola, Jaboticabal, v. 30, n. 4, p. 753-760, 2010.

FONTES, Jefferson Machado. **Demanda energética de semeadora-adubadora em sistema de plantio direto**. 2013. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola). Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, 2013.

FORASTIERE, Paulo Roberto. **Parâmetros de desempenho do trator agrícola modificado "Transformax"**. 2016. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola), Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, 2016.

GRIFFIN, M. J. **Handbook of Human Vibration**. London: Academic Press, 1996.

IIDA, I.; BUARQUE L. **Ergonomia; projeto e produção**. 3ª edição. São Paulo, Edgard Blucher. p. 465, 1990.

KILESSE, R. et al., Avaliação de fatores ergonômicos em postos de trabalho de motoristas de caminhões utilizados no meio agrícola – **Engenharia na Agricultura**, v. 14, n. 3, p. 202-211, Viçosa, 2006.

LEITE, Daniel Mariano. **Desempenho de um conjunto trator-grade em função da velocidade do trator, pressão interna e tipo de construção dos pneus**. 2015. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, 2015.

MACHADO, C. C.; SILVA, E. N.; PEREIRA, R. S. O setor florestal brasileiro e a colheita florestal. Colheita florestal. 2ed. p 15-31. Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, 2002.

MADEIRA, Nildimar Gonçalves. **Segurança no trabalho nas operações com tratores agrícolas em regiões de Minas Gerais**. 2011. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, 2011.

MAPA, <http://www.agricultura.gov.br/noticias/em-dez-anos-area-plantada-no-brasil-sera-ampliada-em-10-3-milhoes-de-hectares>, acesso em 25/03/2020.

MEHTA, C.; SHYAM, H.; SINGH, P.; VERMA, R. Ride vibration on tractor-implement system. **Applied Ergonomics**, v.31, p. 323-328, 2000.

MIALHE, L. G. **Máquinas Motoras na Agricultura**. São Paulo: Editora da Universidade de São Paulo, v. 2, p. 366, 1980.

MIALHE, L. G. **Manual de mecanização agrícola**. Editora Agronomica Ceres p. 301, 1974.

MONTANHA, G.K.; GUERRA, S.P.S.; SANCHEZ, P.A.; HEUN, J. e LANÇAS, K.P. Consumo de combustível de um trator agrícola em função do tipo de solo e da pressão de inflação nos pneus utilizando o equipamento canteirador. **Energia na Agricultura**, v. 27, n. 2, p. 44-59, 2012.

PEREIRA, Cristiano Cária. Guimarães. **Curvas de percepção e conforto humano para vibrações verticais**. 2005. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil) – Universidade Federal de Ouro Preto, Ouro Preto, 2005.

RAO, S. S. **Vibrações mecânicas**. 4ª edição. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2008.

ROLDÁN, G. B.; RIBES, J. R. J.; JIMÉNEZ, J. G. Vibración en los asientos de los tractores agrícolas. **Vida Rural**, Madrid, p. 45-48, 1999.

ROTH, Cláudio Weissheimer. **Transmissibilidade da vibração e distribuição da pressão na interface assento-operador de tratores agrícolas em condições dinâmicas**. 2010. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, 2010.

SALOMÃO, J. A. F. O Moderfrota e a política de modernização da agricultura brasileira, **Revista de Política Agrícola**, n. 4, p. 15-21, 2003.

SAM, B.; KATHIRVEL, K. Vibration Characteristics of Walking and Riding Type Power Tillers. **Biosystems Engineering**, v. 95, p. 517-528, 2006.

SANTOS FILHO, A. G.; SANTOS, J. E. G. G. – **Apostila de máquinas agrícolas** - Universidade Estadual Paulista, 2001.

SANTOS FILHO, Paulo Fernando dos. **Avaliação dos níveis de ruído e vibração vertical no assento de um trator agrícola e pneus utilizando um sistema de aquisição automática de dados**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, 2002.

SANTOS, Fábio Lúcio. **Simulação e avaliação do comportamento dinâmico de frutos do cafeeiro na derriça**. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, 2008.

SCARLETT, A. J.; PRICE, J. S.; STAYNER, R. M. Whole-body vibration: evaluation of emission and exposure levels arising from agricultural tractors. **Journal of Terramechanics**, v. 44, p. 65-73, 2007.

SCHLOSSER, J. F. **Acidentes com tratores agrícolas: caracterização e prevenção**. Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, 2001.

SCHLOSSER, J. F.; DEBIASI, H. Conforto, preocupação com o operador. **Revista Cultivar Máquinas**, n. 1, p. 3-9, 2002.

SILVA, P. R. A. et al. Semeadora-adubadora: Mecanismos de corte de palha e cargas verticais aplicadas. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**. v. 16, n. 12, p. 1367-1373, 2012.

SIMIKIC, M.; DEDOVIC, N.; SAVIN L.; TOMIC, M.; PONJICAN, O. Power delivery efficiency of a wheeled tractor at oblique drawbar force. **Soil and Tillage Research**, v. 141, p. 32-43, 2014.

VILAGRA, J. M.; GENZ, J. S. Dor e desconforto na operação de trator agrícola. **Federation Internationale D'Education Physique**. v. 79. Special Edition. p.149, 2009.

VILLIBOR, G. P.; SANTOS F. L.; QUEIROZ, D. M.; GUEDES, D. M. Vibration levels on rear and front axles of a tractor in agricultural operations. **Acta Scientiarum**, v. 36, n. 1, p. 7-14, 2014.

## **CAPÍTULO 3 – CARACTERIZAÇÃO DA SEVERIDADE DE VIBRAÇÃO EM TRATOR AGRÍCOLA CONSIDERANDO DIFERENTES CENÁRIOS DE OPERAÇÃO**

### **1. INTRODUÇÃO**

A Vibração de Corpo Inteiro (VCI) é fator de grande importância durante as operações de máquinas agrícolas, pois é um dos principais quesitos para a medição do conforto do operador, o que reflete diretamente no potencial de venda de tais máquinas (KRÜGER, 2019), uma vez que a vibração afeta o rendimento produtivo do condutor e, conseqüentemente, a qualidade da operação realizada (SANDI et al., 2018). A exposição à VCI traz consequências aos operadores, pois pode acarretar em diversos problemas biomecânicos, sendo as doenças na coluna vertebral as mais comuns (SCARLETT et al., 2007; MAYTON et al., 2015; KRÜGER, 2019).

Operadores de máquinas agrícolas desenvolvem suas tarefas durante muitas horas diárias ao longo do ano, nos dias que demandam mais comprometimento esse tempo atinge cerca de 12 a 14 horas por dia (DEBOLI et al., 2017). Portanto, faz-se importante atentar aos níveis de severidade de vibração a que estes trabalhadores estão sujeitos desenvolvendo suas tarefas cotidianas.

A combinação de diversos fatores como tipo de superfície, pressão de insuflação dos pneus, presença de implementos, velocidade de avanço, comportamento do operador, que englobam as operações de um trator agrícola, dificultam a previsão das faixas de aceleração e tornam a determinação da VCI mais complexa (DEBOLI et al., 2017). O operador agrícola suporta diversos ambientes e tensões. Tem-se por ambiente os fatores dos arredores que afetam o sistema homem-máquina, dentre esses fatores, a vibração mecânica é a mais importante, pois acentua a fadiga, interfere na sensibilidade e nas taxas de reação do operador (SAM & KATHIRVEL, 2006).

A vibração transmitida ao corpo humano a partir da sua interação com alguma fonte de excitação, como por exemplo uma máquina, é composta por diferentes frequências ocorrendo simultaneamente. Estas frequências, são provenientes de diversos componentes móveis da máquina (SAM & KATHIRVEL, 2006).

De acordo com Barbieri (2018), as transformações que ocorreram nos projetos de tratores agrícolas, comparando-se os primeiros tratores de combustão interna com os atuais, abrangeram o motor, o sistema de transmissão, as rodas e pneus, a eletrônica

embarcada, bem como o conforto térmico e acústico ao operador. Ainda segundo esse autor, no desenvolvimento de projetos de máquinas agrícolas o posto de operação requer muita atenção, pois é nele que o operador despense a maior parte de seu tempo durante as operações agrícolas.

Em sua pesquisa a respeito de operadores de máquinas e equipamentos da construção civil submetidos às VCI, Kittusamy e Buchholz (2004) relataram que operadores que utilizam equipamentos mais antigos faltaram mais ao trabalho bem como fizeram mais visitas a médicos devido a sintomas musculoesqueléticos do que aqueles que rotineiramente utilizavam equipamentos mais novos, bem como aqueles que utilizavam tanto equipamentos novos e antigos. Felizmente, a frota nacional é composta por 51% de tratores na faixa de zero a 10 anos, e a faixa de tratores acima de 20 anos vem apresentando decréscimo contínuo, compondo, em 2016, 25% da frota total brasileira (BELLOCHIO et al., 2017).

Estudos mostraram que um operador sentado em um assento exposto à vibração vertical, com faixa espectral de aceleração constante, está exposto a frequências, cujos picos de amplitude encontram-se em torno de 5 Hz (LUNDSTRÖM et al., 1998; MANSFIELD & GRIFFIN, 1998; NAWAYSEH & GRIFFIN, 2010), enquanto para excitação horizontal estão por volta de 2,5 Hz (LUNDSTRÖM et al., 1998). Complementarmente, estudos provaram que as vibrações ao longo dos eixos X e Y podem ser muito prejudiciais ao operador (CORBRIDGE & GRIFFIN, 1986; SEIDEL, 2005), portanto, é importante que a mensuração da exposição de operadores de máquinas agrícolas às VCI seja feita nos três eixos: X, Y e Z (longitudinal, transversal e vertical, respectivamente).

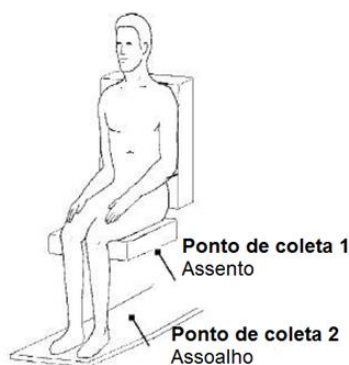
Este trabalho foi desenvolvido com o objetivo de determinar a severidade de vibração em quatro pontos de coleta de dados em um trator agrícola (eixo dianteiro, eixo traseiro, assoalho da cabine de operação e assento do operador) considerando a caracterização de diferentes cenários de operação e configuração da máquina. Os resultados obtidos permitiram que a carga de vibração a que o operador está exposto fosse confrontada com a norma ISO 2631-1 (1997), que regulamenta a avaliação da exposição do corpo inteiro às vibrações. Avaliou-se os níveis de exposição humana a VCI a partir de acelerações RMS, complementados por análises espectrais. Adicionalmente, a transmissibilidade da vibração ao longo de eixo-assoalho-assento foi quantificada e analisada, visando prover informações úteis para projetos de máquinas agrícolas.

## 2. MATERIAL E MÉTODOS

O experimento foi conduzido na cidade de São Vicente de Minas, localizada na região Sul do estado de Minas Gerais, com latitude 21°42'S, longitude 44°26'O e altitude média de 972 m. O clima da cidade é do tipo CWb segundo a classificação de Köppen. O solo da área experimental possui característica argilosa tendendo para argilo-arenosa.

Foram determinados quatro pontos de monitoramento de vibrações mecânicas: o assento do operador, o assoalho da cabine de operação, e os eixos dianteiro e traseiro de um trator John Deere 6180J 4x4 (Figuras 3.1 e 3.2). Para todos os pontos de monitoramento foram considerados os eixos X, Y e Z que são denominados longitudinal, transversal e vertical, respectivamente. Os acelerômetros utilizados foram uniaxiais, portanto, em cada ponto de monitoramento foram empregados 3 acelerômetros.

Figura 3.1: Pontos de coleta de dados na cabine de operação.



Fonte: Adaptado de Pereira, 2005.

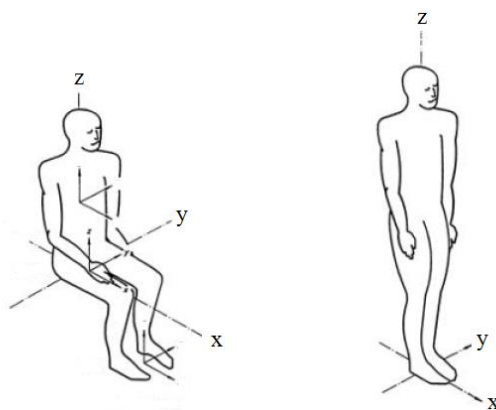
Figura 3.2: Pontos de coleta de dados externos no trator.



Fonte: Da autora, 2021.

Tomou-se como referência para o posicionamento dos acelerômetros a norma ISO 2631-1 (1997), que traz os métodos para a medição de vibrações mecânicas. O sistema de coordenadas sugerido por tal norma está representado na Figura 3.3, que toma como referência a posição de trabalho do operador.

Figura 3.3: Sistema coordenado.



Fonte: ISO 2631-1, 1997.

O sistema de aquisição de dados utilizado foi da marca National Instruments. Foram utilizados 12 acelerômetros, 3 módulos com 4 entradas cada, um microcomputador contendo o software LabView para interconectá-los, e o software MatLab para processamento dos sinais. Os módulos utilizados foram os NI 9234 que têm as seguintes especificações: exatidão de 50 ppm da taxa de amostragem; resolução de 12,5 ns; e faixa de medição (frequência) de 0 a 20 MHz. Os transdutores foram acelerômetros industriais de alta sensibilidade da marca PCB. A massa de tais acelerômetros torna-se insignificante perante a massa do trator, portanto não exerce influência nos resultados em termos vibracionais. Como fonte de energia para o funcionamento do sistema de aquisição foi empregado um transformador de corrente contínua para corrente alternada, alimentado por uma bateria.

De acordo com o teorema de amostragem de Nyquist, para reconstruir fidedignamente um sinal, em termos de conteúdo de frequência, a frequência de amostragem deve ser ao menos duas vezes maior que a maior frequência contida no sinal, o que em termos matemáticos é representado por:  $f_s \geq 2f_c$ , em que  $f_s$  é a frequência de amostragem e  $f_c$  a maior frequência contida no sinal (OLSHAUSEN, 2000). Sendo assim, partindo do pressuposto que as frequências correspondentes às vibrações de corpo inteiro vão até 80 Hz, a taxa de amostragem deve ser, ao menos, de 160 Hz. Na realização do experimento, a taxa

de amostragem adotada foi de cinco vezes a maior frequência que se almejava analisar, portanto, foi de 400 Hz.

### **2.1. Análise dos sinais**

Foram obtidos, a partir dos dados coletados nos experimentos, os espectros de frequência, médias RMS (*Root Mean Square*) das acelerações, e a partir de tais médias, a transmissibilidade de vibração de cada eixo para o assoalho da cabine de operação, e deste para o assento do operador.

### **2.2. Espectros de frequências**

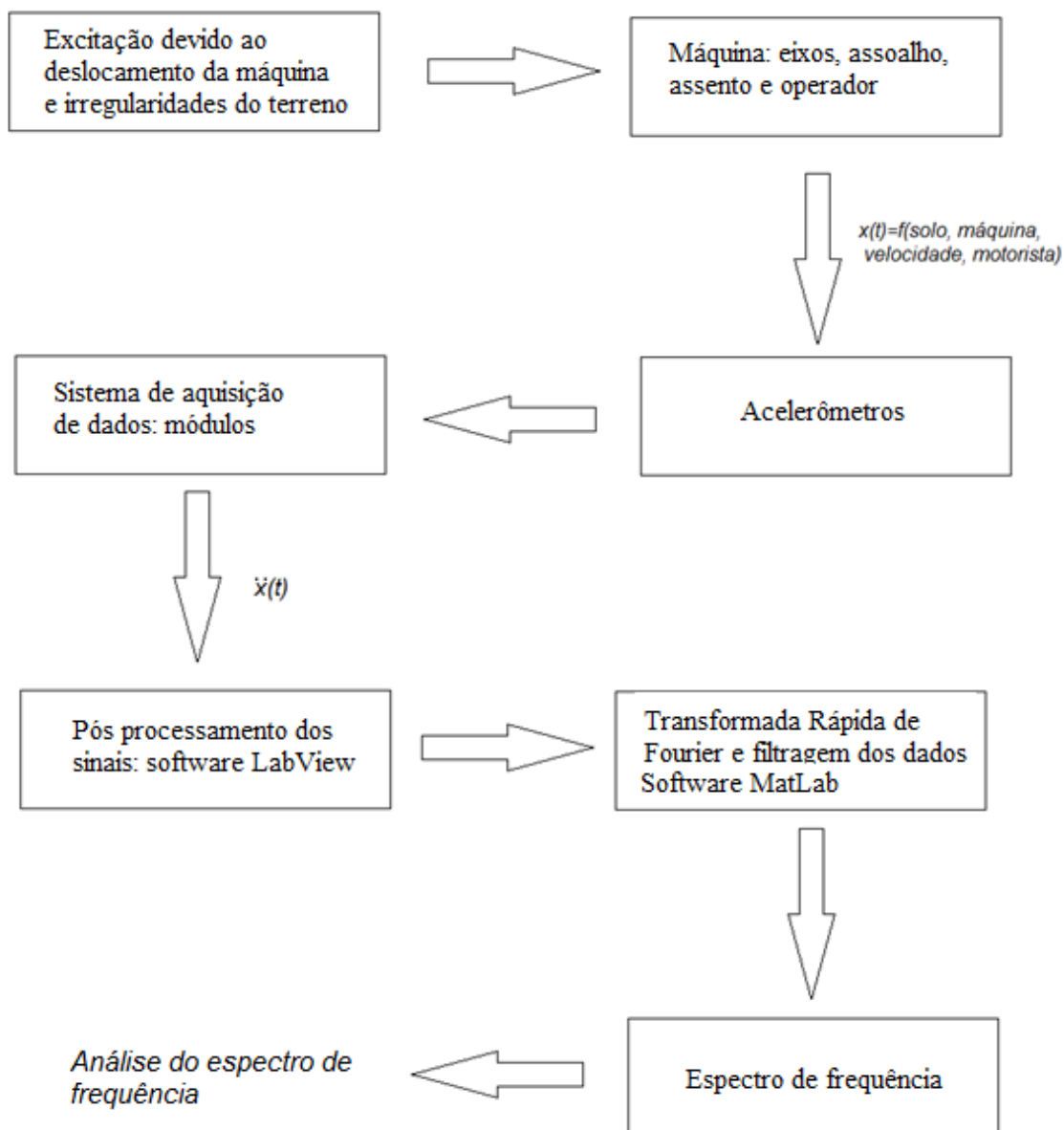
Os espectros foram analisados no domínio da frequência, para a determinação de frequências características. As orientações da norma ISO 2631-1 (1997) para a extração de dados de VCI aplicam-se às frequências de 0,5 a 80 Hz, portanto, os espectros de frequência foram analisados nessa faixa.

Na Figura 3.4 é apresentado o fluxograma que exibe o caminho percorrido pelo sinal que culmina no espectro de frequência, o qual permite a determinação das frequências características, as quais são evidenciadas pelos picos de amplitude que caracterizam a maior concentração de energia em determinados pontos do espectro.

O software LabView capta os dados de aceleração advindos dos módulos, que por sua vez, foram adquiridos pelos acelerômetros. Dessa forma, durante os experimentos, os dados foram coletados no domínio do tempo, sendo necessária sua transformação para o domínio da frequência por meio da Transformada Rápida de Fourier. No pós processamento do sinal foi utilizado o filtro passa baixa com janela Hamming, e os valores de amplitude abaixo de 0,1 foram desconsiderados. Tal processo foi realizado no software MatLab.



Figura 3.4: Fluxograma do processo de aquisição de dados.



Fonte: Adaptado de PEREIRA, 2005.

em que,

$x(t)$  é o sinal de entrada;

$\ddot{x}(t)$  a aceleração captada pelo acelerômetro.

### 2.3. Médias RMS

A partir dos dados de aceleração, foram determinadas as médias RMS (*Root Mean Square*), pois segundo Harris & Piersol (2002), o valor RMS é uma medida tanto da

tendência central dos dados quanto da dispersão da vibração. A média RMS é a técnica estatística que transmite a magnitude da vibração que age nos pontos de coleta de dados, e se dá pela raiz quadrada do somatório de todos os valores encontrados elevados ao quadrado, divididos pelo número de ocorrências, conforme Equação 3.1. Os valores médios (RMS) das acelerações, por sua vez, foram trabalhados no domínio do tempo.

$$a_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N a_i^2} \quad \text{Equação 3.1}$$

em que,

$a_{RMS}$  é a aceleração RMS, em  $m s^{-2}$ ;

$N$  o número de ocorrência de aceleração;

$a$  os dados de aceleração, em  $m s^{-2}$ .

De acordo com a norma ISO 2631-1 (1997), o sinal da aceleração pode ser resumido a um valor total ponderado a partir de coordenadas ortogonais. A equação 3.2 determina tal valor.

$$a_v = (k_x^2 a_{wx}^2 + k_y^2 a_{wy}^2 + k_z^2 a_{wz}^2)^{1/2} \quad \text{Equação 3.2}$$

em que,

$a_{wx}, a_{wy}, a_{wz}$  são os valores eficazes das acelerações ponderadas relativas aos eixos ortogonais x, y e z, respectivamente, em  $m s^{-2}$ ;

$k_x, k_y, k_z$  são fatores multiplicativos.

Na ISO 2631-1 (1997), a média ponderada que visa os efeitos da vibração periódica em pessoas sentadas expostas à VCI em termos de saúde, possui os seguintes valores dos fatores multiplicativos  $k_x = 1,4$ ,  $k_y = 1,4$  e  $k_z = 1$ .

O valor RMS é inerente à energia contida no movimento oscilatório e seu potencial causador de danos, no caso deste trabalho, ao operador. É um valor de grande importância na avaliação da severidade de vibração, pois considera o histórico da onda no decorrer do tempo.

Em sistemas mecânicos sujeitos à vibração, tem-se por objetivo transmitir o mínimo possível de tal energia para a base (MEIROVITCH, 2001). Portanto, a partir dos dados de aceleração RMS, foram mensuradas as transmissibilidades de vibração, que consiste na relação entre os sinais de aceleração RMS de dois pontos de coleta de dados, afim de observar se existe redução ou aumento na severidade de vibração. A transmissibilidade de vibração foi medida entre o eixo dianteiro e o assoalho ( $T_1$ ), entre o eixo traseiro e o assoalho ( $T_2$ ), e entre o assoalho e o assento ( $T_3$ ), com o intuito de observar se há atenuação ou acentuação da carga vibracional recebida pelo operador. Os valores de transmissibilidade foram determinados pelas equações 3.3, 3.4 e 3.5.

$$T_1 = \frac{RMS_{\text{assento}}}{RMS_{\text{eixo dianteiro}}} \quad \text{Equação 3.3}$$

$$T_2 = \frac{RMS_{\text{assento}}}{RMS_{\text{eixo traseiro}}} \quad \text{Equação 3.4}$$

$$T_3 = \frac{RMS_{\text{assento}}}{RMS_{\text{assento}}} \quad \text{Equação 3.5}$$

em que,

$T_1$ ,  $T_2$  e  $T_3$  são as transmissibilidades de vibração;

$RMS_{\text{assento}}$  é a aceleração RMS encontrado no assento do operador, em  $m s^{-2}$ ;

$RMS_{\text{assento}}$  é a aceleração RMS encontrado no assoalho da cabine de operação, em  $m s^{-2}$ ;

$RMS_{\text{dianteiro}}$  é a aceleração RMS encontrado no eixo dianteiro, em  $m s^{-2}$ ;

$RMS_{\text{traseiro}}$  é a aceleração RMS encontrado no eixo traseiro, em  $m s^{-2}$ .

#### 2.4. Variáveis avaliadas durante as operações de campo

Visando analisar a influência que diferentes meios de exposições às vibrações mecânicas geram na severidade de vibração, foram consideradas variáveis que ocorrem em condições de campo.

Levou-se em consideração que a maioria das operações agrícolas são executadas a velocidade de  $6 \text{ km h}^{-1}$ . Portanto, as velocidades escolhidas para simulação das tarefas realizadas pelo trator foram de 5, 6 e  $7 \text{ km h}^{-1}$ .

Em se tratando de pressão de insuflação dos pneus, a mesma é determinada pela massa que se distribui em cada pneu dos eixos dianteiro e traseiro do trator. Os pneus utilizados no trator 6180J estão especificados na Tabela 3.1, bem como a correspondente pressão à equivalência de massa. Não dispondo de balança para aferição da massa que se

depositava em cada pneu, foi utilizada a pressão de insuflação média utilizada para a maioria das operações de tratores agrícolas, que é de 20 psi. Para a variação foram usadas as pressões correspondentes aos limites inferior e superior a esta na tabela, portanto P1, P2 e P3 foram 18 psi, 20 psi e 22 psi.

Tabela 3.1: Relação de insuflação em função das cargas dos pneus.

		<b>Pressão de Calibração VERSUS Carga do Pneu por Roda (kg)</b>								
	<b>Pneu</b>	<b>12</b>	<b>14</b>	<b>16</b>	<b>18</b>	<b>20</b>	<b>22</b>	<b>24</b>	<b>26</b>	<b>28</b>
		<b>psi</b>	<b>psi</b>	<b>psi</b>	<b>psi</b>	<b>psi</b>	<b>psi</b>	<b>psi</b>	<b>psi</b>	<b>psi</b>
Dianteiro	16.9-28	1363	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2127	2245
Traseiro	20.8-38 DUAL	2272	2460	2718	2860	3040	3218	3420		

Fonte: John Deere (2017)

A declividade da área experimental também foi levada em consideração. Na Figura 3.5 a área em que foram realizados os experimentos é a apresentada.

Figura 3.5: Área experimental.



Fonte: Adaptado de Google Earth, 2020.

Na Figura 3.5 estão indicadas as declividades D1 e D2, em que a D1 é uma área plana, e a D2 possui declividade aproximada de 7,5°. Na Tabela 3.2 consta o planejamento do experimento, em que, a distância para cada cenário foi de 200 m, e tal medição foi feita

pelo aplicativo Strava. Após percorrida a distância delimitada na configuração P1xD1xV1, a velocidade foi alterada para que fosse feito o percurso P1xD1xV2 e, por conseguinte, o percurso P1xD1xV3. Para P2 e P3 foi repetido o processo, e analogamente, foi feito o mesmo para a declividade D2.

Tabela 3.2: Variações dos percursos, em que “P” representa as pressões, “V” representa as velocidades e “D” representa as declividades.

		V1	V2	V3
P1	D1	P1xD1xV1	P1xD1xV2	P1xD1xV3
	D2	P1xD2xV1	P1xD2xV2	P1xD2xV3
P2	D1	P2xD1xV1	P2xD1xV2	P2xD1xV3
	D2	P2xD2xV1	P2xD2xV2	P2xD2xV3
P3	D1	P3xD1xV1	P3xD1xV2	P3xD1xV3
	D2	P3xD2xV1	P3xD2xV2	P3xD2xV3

Fonte: Da autora, 2020.

No pós-processamento dos dados, tomando-se por base o tempo de cada percurso, os dados foram fracionados em quatro partes iguais para que cada uma delas seja uma repetição, resultando em quatro repetições para cada tratamento considerado.

## 2.5. Análise estatística dos dados

O estudo da severidade de vibração e a transmissibilidade de vibração no posto de operação, foi realizado a partir de um experimento segundo delineamento inteiramente casualizado em esquema fatorial 3 x 2 x 3, com 4 repetições. Os fatores avaliados foram a pressão (P1, P2 e P3), a declividade (D1 e D2) e a velocidade (V1, V2 e V3).

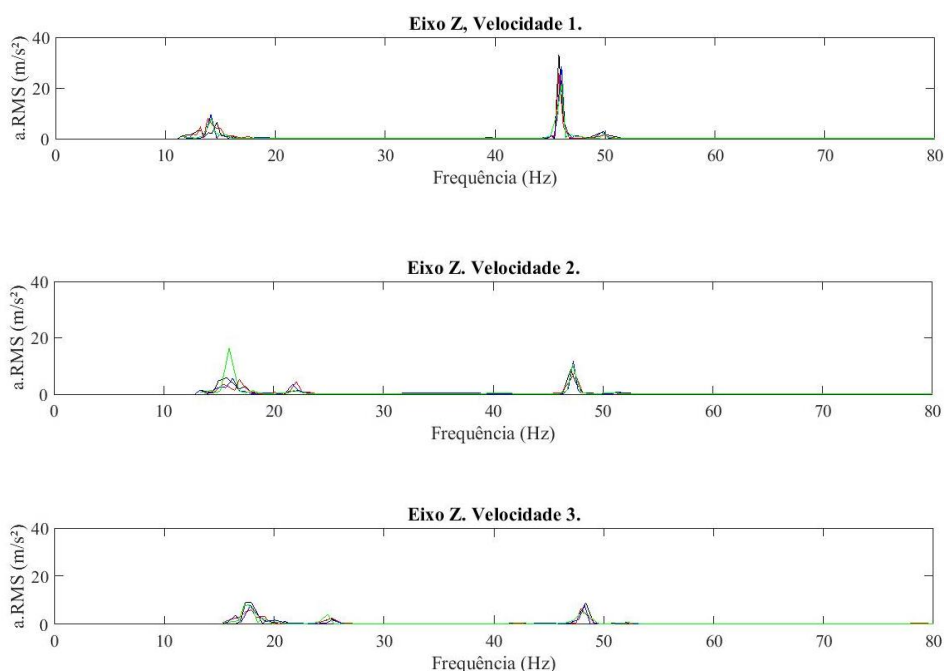
Os dados também foram submetidos a testes de normalidade e quando atenderam aos requisitos de normalidade foram submetidos à análise de variância, à significância de 5% de probabilidade. Cada fator foi avaliado isoladamente, bem como a interação dupla entre os fatores estudados, sendo os fatores quantitativos avaliados segundo análise de regressão, e por meio de superfícies de resposta, em que os modelos foram selecionados com base na significância dos coeficientes, na falta de ajustamento e no coeficiente de determinação. Os fatores qualitativos foram avaliados a partir do teste de Tukey, considerando-se um nível de significância de 5% de probabilidade.

Todas as análises estatísticas foram realizadas no programa computacional R (R Development Core Team, 2012).

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

A Figura 3.6 ilustra a ocorrência de picos de aceleração, em frequências características para os dados coletados no assento do operador, considerando-se a pressão P1, a declividade D1 e variando-se a velocidade de deslocamento.

Figura 3.6: Desdobramento do espectro de frequência para a variável velocidade no assento, em que cada cor representa uma das 4 repetições.



Fonte: Da autora (2021).

Observou-se que os picos de aceleração nos espectros de frequência, na maioria das ocorrências, encontram-se nas faixas de frequência de 10-20 Hz, de 20-30 Hz e de 40-50 Hz, resultados que não corroboram com os trabalhos de Lundström et al. (1998), Mansfield & Griffin (1998) e Nawayseh & Griffin (2010) em que a predominância de picos de frequência no eixo vertical se mostraram na faixa de 5 Hz.

Santos Filho et al. (2002), encontraram valores de frequência para as velocidades 5, 6 e 7 km h<sup>-1</sup> em uma faixa espectral de 1 e 80 Hz, em frequência de 1/3 de bandas de oitavas em um trator Perkins 4000, com três anos de uso, em operação de gradagem. Para a

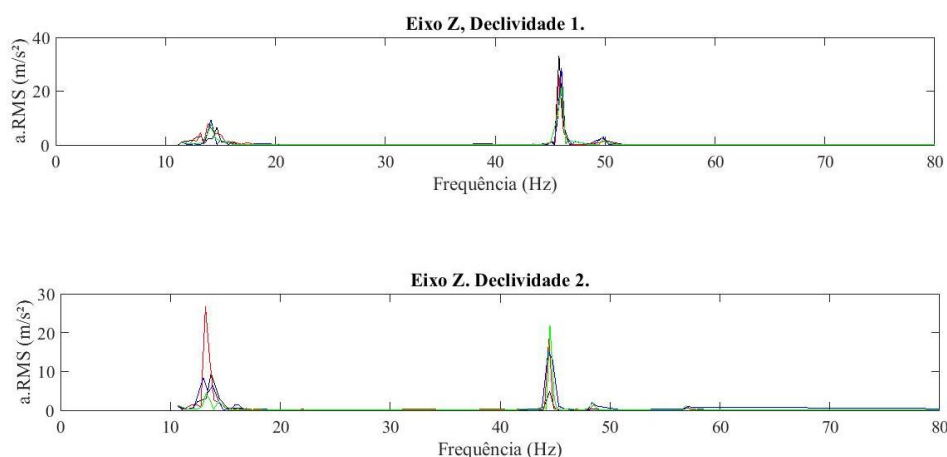
velocidade de  $5 \text{ km h}^{-1}$  os picos de amplitude se deram em 3,15 e 50 Hz. Para a velocidade de  $6 \text{ km h}^{-1}$ , os picos foram observados em 2,5, 3,15 e 25 Hz. E para a velocidade de  $7 \text{ km h}^{-1}$ , os picos ocorreram em 2,5, 3,15 e 4 Hz.

É possível observar que, para este trabalho, com o aumento da velocidade as frequências aumentam dentro das faixas supracitadas. De acordo com os resultados apresentados na Figura 6, entre 10-20 Hz na velocidade V1, os picos concentram-se entre 13 e 15 Hz. Já na velocidade V2, os picos estão entre 14-18 Hz. E na velocidade V3, entre 15-19 Hz.

Nas faixas de 20-30 Hz e de 40-50 Hz, também observou-se que os picos de aceleração ocorreram em frequências maiores na medida em que se aumentou a velocidade de deslocamento da máquina. Para a velocidade V2, os picos de amplitude na faixa de 20-30 Hz, concentram-se na frequência 23 Hz. Já para a velocidade V3, a concentração de picos de amplitude ocorreu em 25 Hz. Na faixa de 40-50 Hz, os picos de amplitudes concentraram-se nas frequências de 47 Hz, 48 Hz e 49 Hz para as velocidades V1, V2 e V3, respectivamente. É importante destacar que esse comportamento tendeu a ocorrer nos demais cenários avaliados.

Desdobrando-se a declividade, para a pressão P1, e velocidade V1, tem-se os resultados de aceleração *versus* frequência ilustrados na Figura 3.7.

Figura 3.7: Desdobramento do espectro de frequência para a variável declividade no assento.



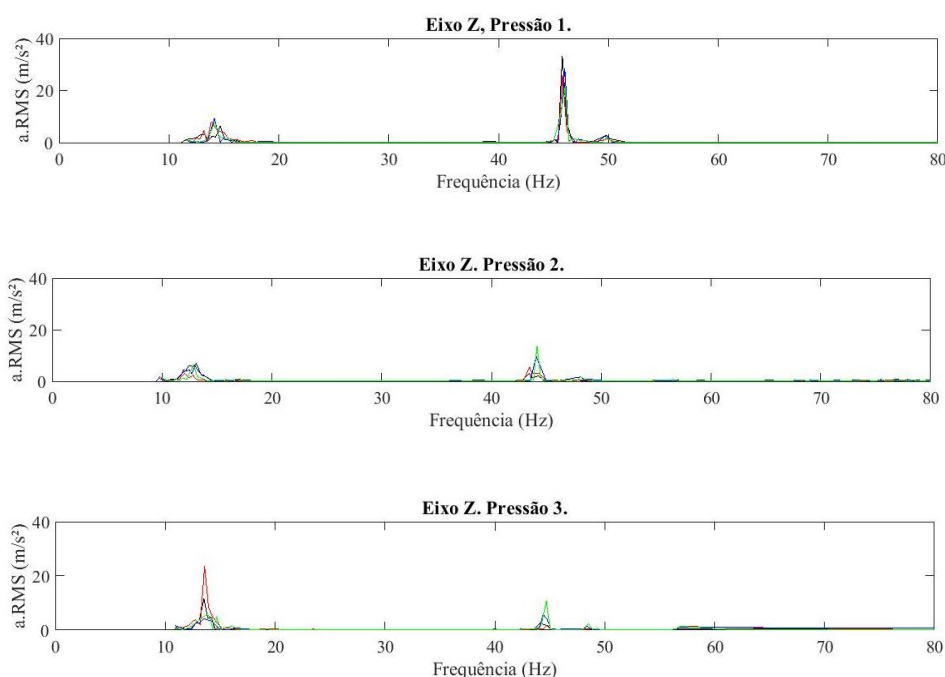
Fonte: Da autora (2021).

Os picos de aceleração para a faixa de 10-20 Hz concentraram-se entre 12 e 15 Hz em ambas as declividades. Já na faixa de 40-50 Hz, na declividade D1, observou-se que

maiores picos de amplitudes ocorreram em 46 Hz e outro em 50 Hz, ao passo que na declividade D2 esse efeito foi observado nas frequências de 45 Hz e outro em 49 Hz.

A Figura 3.8 ilustra o desdobramento da pressão, para declividade D1, e velocidade V1, na qual tem-se os resultados de aceleração *versus* frequência.

Figura 3.8: Desdobramento do espectro de frequência para a variável pressão no assento.



Fonte: Da autora (2021).

Nas faixas de 10-20 Hz e 40-50 Hz, observou-se a ocorrência de picos de aceleração nas três pressões avaliadas, o que não ocorreu para a faixa de 20-30 Hz.

Com o aumento da pressão de insuflação dos pneus, há uma redução dos valores das frequências, o que pode ser verificado ao se analisar a pressão P1, na faixa de 10-20 Hz (Figura 8), cujos os picos de aceleração encontram-se entre 13-15 Hz. Para a mesma faixa, para as pressões P2 e P3, os picos de aceleração encontram-se entre 12-14 Hz. Comportamento similar foi observado para a faixa de 40-50 Hz, para a pressão P1, em que os picos de aceleração concentram-se em 47 Hz, já para as pressões P2 e P3 tais picos concentram-se entre 44-45 Hz. É possível observar que o aumento na velocidade deslocamento exerce maior influência nos níveis de aceleração RMS no assento do operador do que a variação da pressão insuflação dos pneus, o que corrobora com os resultados obtidos nos trabalhos realizados por Cuong et al. (2013) e Deboli et al. (2017).



Nas Tabelas 3.3 e 3.4 são apresentados os resultados para as análises de variância da aceleração RMS determinada nos eixos traseiro, dianteiro, assoalho da cabine, assento do operador e transmissibilidades, considerando-se os fatores avaliados e sua influência nas variáveis resposta estudadas. Para tal, foram avaliadas as interações duplas e tripla entre tais fatores.

Tabela 3.3: Principais resultados da análise de variância da aceleração RMS determinada nos eixos traseiro, dianteiro, assoalho da cabine e assento do operador.

	<b>Eixo dianteiro</b>	<b>Eixo traseiro</b>	<b>Assoalho da cabine</b>	<b>Assento do operador</b>
P	F = 52,558 p = 2,13e-13 *	F = 55,8 p = 7,24e-14 *	F = 11,729 p = 5,89e-05 *	F = 4,926 p = 0,01084 *
D	F = 2,307 p = 0,135	F = 4,87 p = 0,03160 *	F = 5,420 p = 0,0237 *	F = 8,419 p = 0,00536 *
V	F = 12,191 p = 4,27e-05 *	F = 77,54 p = 2e-16 *	F = 121,009 p = 2e-16 *	F = 144,406 p = 2e-16 *
P:V	F = 6,472 p = 0,000249 *	F = 4,949 0,00179 *	F = 6,752 p = 0,000176 *	F = 15,68 p = 1,42e-08 *
P:D	F = 4,796 p = 0,012099 *	F = 5,114 p = 0,00925 *	F = 8,049 p = 0,000872 *	F = 37,206 p = 6,95e-11 *
D:V	F = 13,396 p = 1,89e-05 *	F = 3,525 p = 0,03640 *	F = 5,442 p = 0,007032 *	F = 0,074 p = 0,92889
P:D:V	F = 5,571 p = 0,000790 *	F = 0,602 p = 0,66267	F = 11,864 p = 5,49e-07 *	F = 40,195 p = 1,37e-15 *

\*Significativo ao nível de 5% de probabilidade.

Fonte: Da autora (2021).

Tabela 3.4: Principais resultados da análise de variância da aceleração RMS para as transmissibilidades.

	<b>T1</b>	<b>T2</b>	<b>T3</b>
<b>P</b>	F = 101,907 p = 2e-16 *	F = 10,943 p = 0,000102 *	F = 19,010 p = 5,62e-07 *
<b>D</b>	F = 1,799 p = 0,185	F = 0,430 p = 0,514544	F = 1,333 p = 0,253
<b>V</b>	F = 29,565 p = 2.13e-09 *	F = 22,749 p = 6,82e-08 *	F = 36,791 p = 8,28e-11 *
<b>P:V</b>	F = 13,362 p = 1,23e-07 *	F = 8,999 p = 1.21e-05 *	F = 21,077 p = 1,64e-10 *
<b>P:D</b>	F = 4,588 p = 0,0144 *	F = 0,104 p = 0,90116	F = 50,703 p = 4,03e-13 *
<b>D:V</b>	F = 21,473 p = 1,337e-07 *	F = 8,841 p = 0,000477 *	F = 12,057 p = 4,69e-05 *
<b>PxDxV</b>	F = 10,605 p = 2,05e-06 *	F = 5,527 p = 0,000837 *	F = 31,375 p = 1,63e-13 *

\*Significativo ao nível de 5% de probabilidade.

Fonte: Da autora (2021).

A partir dos resultados significativos da análise de variância, optou-se por desdobrar os dados, por meio do teste de médias, para entender a influência das interações duplas dos fatores estudados. Na Tabela 3.5 são apresentados os resultados para o teste de Tukey à 5% de probabilidade, no qual estudou-se o desdobramento do fator declividade em cada nível de velocidade considerada. De forma similar, na Tabela 3.6, encontram-se os resultados do desdobramento da declividade em cada nível de pressão de insuflação dos pneus. Observou-se diferenças significativas entre as declividades D1 e D2 para o assoalho da cabine de operação, bem como para as transmissibilidades estudadas. Nos cenários estudados é possível observar, a partir da transmissibilidade T2, que existe amplificação da resposta, que exprime a acentuação dos valores de severidade de vibração do eixo traseiro do trator para o assoalho da cabine.

Sandi et al. (2018) ao mensurarem a vibração de corpo inteiro no assento do operador em uma pista de testes construída conforme a normativa europeia 2002/44/CE. Os testes foram realizados às velocidades de 4, 5, 6 e 7 km h<sup>-1</sup>, e foi possível observar que com o aumento da velocidade, também houve o aumento na severidade de vibração.

Tabela 3.5: Resultado do desdobramento do fator declividade em cada nível do fator velocidade de deslocamento.

Velocidade (km h <sup>-1</sup> )	Declividade	Assoalho (m s <sup>-2</sup> )	Assento (m s <sup>-2</sup> )	T1	T2	T3
5	D1	1,11 a	0,99 a	0,66 a	1,15 a	0,89 a
	D2	1,15 a	1,03 a	0,71 a	1,22 a	0,89 a
6	D1	1,36 a	1,19 a	0,79 a	1,30 a	0,87 a
	D2	1,47 b	1,24 a	0,84 a	1,39 a	0,84 a
7	D1	1,43 a	1,28 a	0,78 a	1,25 a	0,90 a
	D2	1,40 a	1,32 a	0,62 b	1,14 b	0,94 a

Letras diferentes em cada velocidade indicam diferença significativa pelo teste de Tukey à 5% de probabilidade.

Fonte: Da autora (2021).

Tabela 3.6: Resultado do desdobramento do fator declividade em cada nível do fator pressão de insuflação dos pneus.

Pressão (psi)	Declividade	Assoalho (m s <sup>-2</sup> )	Assento (m s <sup>-2</sup> )	T1	T2	T3
18	D1	1,28 a	1,13 a	0,91 a	1,26 a	0,88 a
	D2	1,40 a	1,28 b	0,82 b	1,28 a	0,91 a
20	D1	1,29 a	1,22 a	0,58 a	1,27 a	0,94 a
	D2	1,25 a	1,08 a	0,61 a	1,30 a	0,86 b
22	D1	1,34 a	1,12 a	0,74 a	1,17 a	0,84 a
	D2	1,38 a	1,23 a	0,74 a	1,17 a	0,89 a

Letras diferentes em cada velocidade indicam diferença significativa pelo teste de Tukey à 5% de probabilidade.

Fonte: Da autora (2021).

Como as interações triplas entre os fatores estudados foram significativas (Tabelas 3.3 e 3.4), realizou-se o estudo dessas interações a partir de análises de superfície resposta, realizando-se o desdobramento dos fatores velocidade e pressão em cada nível do fator declividade.

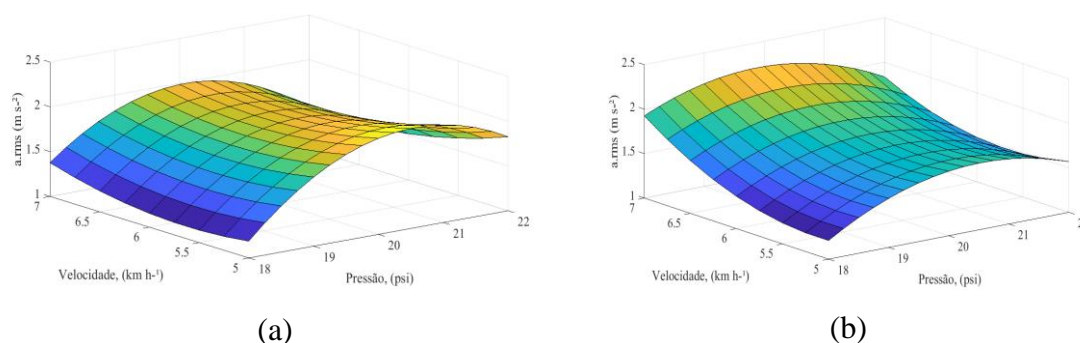
As Equações 3.6 e 3.7 representam os modelos obtidos a partir de análises de regressão realizadas para avaliar a interação entre os fatores estudados para o eixo dianteiro nas declividades D1 e D2.

$$\text{RMS}_{edD1} = - 59,97 + 6,17 P - 0,20 V - 0,07 PV - 0,14 P^2 + 0,13 V^2 \quad \text{Equação 3.6}$$

$$\text{RMS}_{edD2} = - 33,39 + 3,73 P - 1,07 V - 0,06 PV - 0,08 P^2 + 0,20 V^2 \quad \text{Equação 3.7}$$

Os modelos selecionados para as acelerações no eixo dianteiro para as declividades D1 e D2 encontram-se na Figura 3.9. Os coeficientes de determinação foram de 0,60 e 0,64, a falta de ajustamento foi não significativa indicando que o modelo expressa adequadamente o comportamento dos dados.

Figura 3.9: Superfícies de resposta para as acelerações RMS no eixo dianteiro nas declividades D1 (a) e D2 (b) em função da velocidade de deslocamento e pressão de insuflação dos pneus.



Fonte: Da autora (2021).

Na Figura 3.9a, que representa as acelerações RMS no eixo dianteiro na declividade D1, pode-se observar o pico de resposta na pressão 20 psi, que corresponde à pressão P2 e um leve aumento da média RMS nos extremos de velocidade (velocidades 5 e 7 km h<sup>-1</sup>). Já na declividade D2 (Figura 9b), pode-se observar o pico de resposta na pressão aproximada de 19,5 psi e na velocidade 7 km h<sup>-1</sup>. Nas condições de declividades estudadas, as acelerações RMS encontram-se entre 1,4 a 2 m s<sup>-2</sup>, e 1,2 a 2,2 m s<sup>-2</sup>, respectivamente. Conforme a norma ISO 2631-1 (1997), em termos de reações de conforto a ambientes com vibrações, tais valores se enquadram na categoria “muito desconfortável”. Para valores acima de 2 m s<sup>-2</sup>, a classificação é de “extremamente desconfortável”. A Diretiva Europeia 2002/44/CE regulamenta o valor de 1,15 m s<sup>-2</sup> para oito horas de exposição às vibrações mecânicas. Proporcionalmente, levando em consideração o valor médio para D1, o valor-máximo de exposição seria de 5 horas e 25 minutos. Para D2 o valor-máximo de exposição é também de 5 horas e 25 minutos, pois o valor médio do resultado encontrado também é de 1,7 m s<sup>-2</sup>.

Villibor et al. (2014) encontraram acelerações RMS entre 1,20 e 1,60 m s<sup>-2</sup> no eixo dianteiro em operação de aração. Para a operação de gradagem os valores encontrados

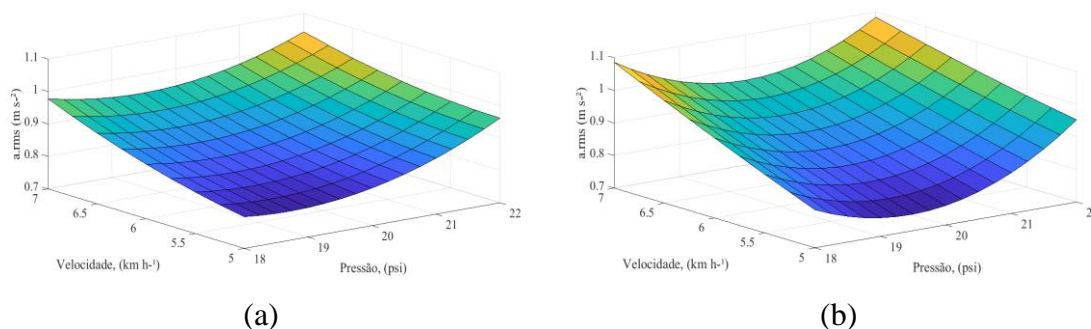
foram da faixa de 1,00 a 1,40  $\text{m s}^{-2}$ . Estes valores aumentaram proporcionalmente com o aumento da velocidade, que variou de 2,80 a 4,80  $\text{km h}^{-1}$ .

Para o eixo traseiro, as Equações 3.8 e 3.9 representam os modelos para as declividades D1 e D2, respectivamente. Representados graficamente a partir da Figura 3.10 cujos os coeficientes de determinação foram de 0,65 e 0,90.

$$\text{RMS}_{etD1} = 5,47 - 0,53 P + 0,07 V - 0,01 PV + 0,02 P^2 + 0,02 V^2 \quad \text{Equação 3.8}$$

$$\text{RMS}_{etD2} = 10,55 - 1,13 P + 0,37 V - 0,02 PV + 0,03 P^2 + 0,01 V^2 \quad \text{Equação 3.9}$$

Figura 3.10: Superfícies de resposta para as acelerações RMS no eixo traseiro nas declividades D1 (a) e D2 (b) em função da velocidade de deslocamento e pressão de insuflação dos pneus.



Fonte: Da autora (2021).

Haja vista a similaridade nas superfícies de resposta (Figura 3.10), tanto na declividade D1 quanto na D2 as maiores acelerações RMS foram observadas na pressão 18psi e velocidade 7  $\text{km h}^{-1}$ , e na pressão 22 psi e velocidade 7  $\text{km h}^{-1}$ , respectivamente. Para ambas as declividades os valores RMS encontram-se entre 0,75  $\text{m s}^{-2}$ , e 1,10  $\text{m s}^{-2}$ . Logo, segundo ISO 2631-1 (1997), os valores entre 0,50 - 1,00  $\text{m s}^{-2}$  podem ser classificados como “razoavelmente desconfortável”, podendo os valores acima de 0,80  $\text{m s}^{-2}$  enquadrarem-se também na faixa de “desconfortável” (0,80 - 1,6  $\text{m s}^{-2}$ ). De acordo com a Diretiva Europeia 2002/44/CE, para ambas as declividades, proporcionalmente ao valor-limite de exposição, para os valores encontrados no eixo traseiro do trator, a exposição poderia ser de aproximadamente 10 horas.

Villibor et al. (2014) encontraram valores de aceleração RMS entre 0,80 e 1,50  $\text{m s}^{-2}$  no eixo traseiro de um trator operando acoplado a um arado. Já para a operação

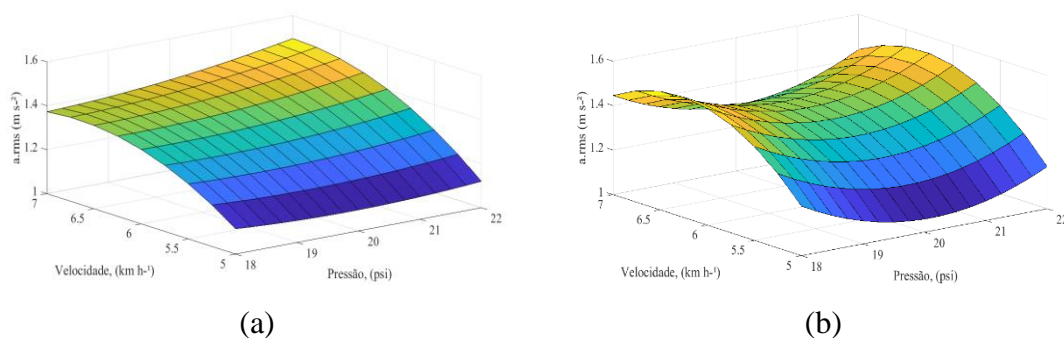
de gradagem os valores encontrados foram da faixa de  $0,80$  a  $1,20 \text{ m s}^{-2}$ . Tais valores cresceram a medida em que a velocidade aumentou de  $2,80$  para  $4,80 \text{ km h}^{-1}$ .

As Equações 3.10 e 3.11 representam os modelos obtidos para as declividades D1 e D2 referente aos dados de aceleração no assoalho da cabine de operação, respectivamente. Os coeficientes de determinação para tais modelos foram de  $0,86$  e  $0,53$ . Na Figura 3.11 são apresentadas as superfícies de respostas para a aceleração RMS no assoalho da cabine em função da velocidade e pressão.

$$\text{RMS}_{\text{assolhoD1}} = 0,63 + 1,00 V - 0,29 P + 0,01 PV + 0,01 P^2 - 0,09 V^2 \quad \text{Equação 3.10}$$

$$\text{RMS}_{\text{assolhoD2}} = 9,03 - 1,50 P + 2,34 V + 0,01 PV + 0,04 P^2 - 0,19 V^2 \quad \text{Equação 3.11}$$

Figura 3.11: Superfície de resposta nas declividades D1 (a) e D2 (b) para o assoalho em função da velocidade de deslocamento e pressão de insuflação dos pneus.



Fonte: Da autora (2021).

As superfícies de respostas para os dados coletados no assoalho para as declividades D1 e D2, não têm similaridade gráfica. Para a declividade D1, a máxima resposta RMS encontra-se na velocidade  $7 \text{ km h}^{-1}$  e pressão de insuflação  $22 \text{ psi}$ . Já para a declividade D2 existem dois picos, ambos na velocidade aproximada de  $6,5 \text{ psi}$  para as pressões  $18$  e  $22 \text{ km h}^{-1}$ .

Os valores de aceleração RMS coletados no assoalho da cabine de operação, para ambas as declividades experimentais, compreendem a faixa de aceleração de  $1$  a  $1,5 \text{ m s}^{-2}$ . Conforme a norma ISO 2631-1 (1997), essa faixa de aceleração compreende a categoria “desconfortável” em termos de conforto em ambientes com vibração. O valor-limite de exposição, para ambas as declividades seria de  $7$  horas e  $22$  minutos, conforme a Diretiva Europeia 2002/44/CE.

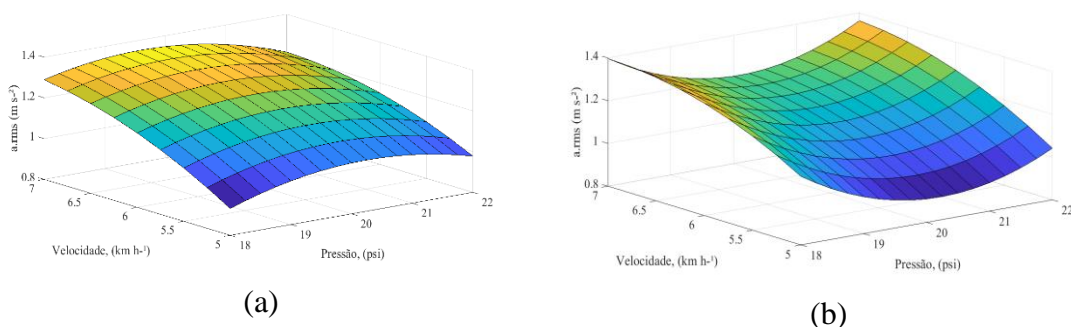
Para o assento do operador, as Equações 3.12 e 3.13 representam os modelos para as declividades D1 e D2, respectivamente.

$$\text{RMS}_{\text{assentoD1}} = -12,89 + 1,04 P + 1,11 V - 0,02 PV - 0,02 P^2 - 0,05 V^2 \quad \text{Equação 3.12}$$

$$\text{RMS}_{\text{assentoD2}} = 15,93 - 1,76 P + 0,84 V + 0,01 PV + 0,04 P^2 - 0,07 V^2 \quad \text{Equação 3.13}$$

Para as acelerações no assento, os modelos selecionados foram expressos graficamente a partir da Figura 3.12. Os coeficientes de determinação para tais modelos foram de 0,80 e 0,38.

Figura 3.12: Superfície de resposta nas declividades D1 (a) e D2 (b) para o assento em função da velocidade de deslocamento e pressão de insuflação dos pneus.



Fonte: Da autora (2021).

Para a declividade D1 (Figura 3.12a), a maior aceleração RMS no assento do operador, foi observada na pressão aproximada de 19,5 psi na velocidade de 7 km h<sup>-1</sup>. Para a declividade D2, os picos de aceleração ocorreram nas pressões de 18 e 22 psi, ambos na velocidade 7 km h<sup>-1</sup>. Nesse contexto, considerando as declividades estudadas, as acelerações RMS no assento do operador encontram-se entre os níveis de 0,90 a 1,4 m s<sup>-2</sup>. Tais valores se enquadram, conforme a norma ISO 2631-1 (1997), nas categorias de “desconfortável”, podendo os valores acima de 1,25 m s<sup>-2</sup> serem classificados como “muito desconfortável”. A partir do valor médio de aceleração RMS, que foi de 1,15 m s<sup>-2</sup>, em ambas as declividades no assento do operador, o valor-limite de exposição conforme a Diretiva Europeia é de 8 horas.

Santos Filho et al. (2002) também avaliaram as velocidades 5, 6 e 7 km h<sup>-1</sup> no estudo que coletou a severidade de vibração no assento do operador e encontrou valores de aceleração de 1,73, 2,09 e 2,64 m s<sup>-2</sup>, respectivamente.

Deboli et al. (2017) encontraram valores superiores a  $2 \text{ m s}^{-2}$ , tanto para o assoalho quanto para o assento, aferindo a severidade de vibração nesses pontos de coleta de dados em um trator de 10 anos de uso, mas para a velocidade de  $20 \text{ km h}^{-1}$ .

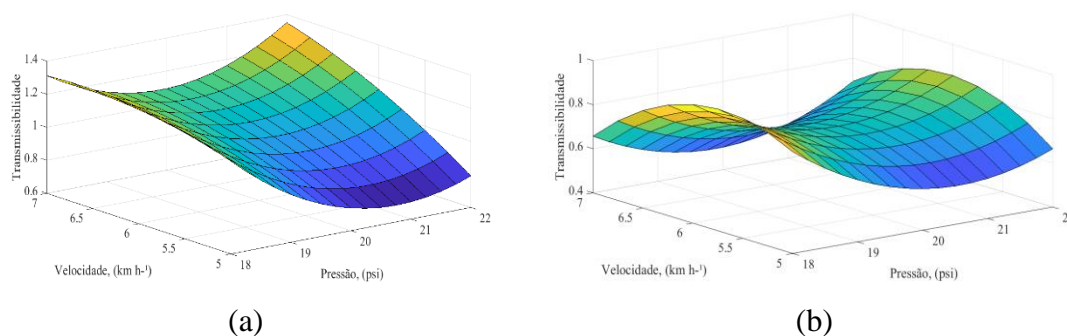
Adams et al. (2004) avaliaram a qualidade de tráfego de um trator agrícola perante a norma ISO 2631-1 (1997) e encontraram melhores condições de conforto, saúde e eficiência para as menores pressões de insuflação dos pneus. Tais autores atribuíram essa estabilidade à maior área de contato ao solo que menores pressões de insuflação proporcionam ao rodado. No trabalho de Cuong et al. (2013) também foi observado maiores valores de severidade de vibração, tanto vertical, quanto transversal e longitudinalmente, ao se aumentar a pressão de insuflação dos pneus em um trator de 20 cv.

Na Figura 3.13 são apresentadas as superfícies de resposta para T1, para as declividades D1 e D2, respectivamente. Para a transmissibilidade T1, as Equações 3.14 e 3.15 representam os modelos para as declividades D1 e D2, respectivamente. Os coeficientes de determinação para tais modelos foram de 0,80 e 0,70.

$$\text{RMS}_{T1D1} = 28,66 - 2,74 P - 0,13 V + 0,05 VP + 0,06 P^2 - 0,07 V^2 \quad \text{Equação 3.14}$$

$$\text{RMS}_{T1D2} = 15,95 - 1,94 P + 1,51 V + 0,03 PV + 0,04 P^2 - 0,18 V^2 \quad \text{Equação 3.15}$$

Figura 3.13: Superfícies de resposta nas declividades D1 (a) e D2 (b) para T1 em função da velocidade de deslocamento e pressão de insuflação dos pneus.



Fonte: Da autora (2021).

Para a declividade D1, as maiores acelerações RMS ocorreram na velocidade de  $7 \text{ km h}^{-1}$ , nas pressões de 18 e 22 psi. Para a declividade D1, ocorreram valores de transmissibilidade maiores que 1, para todos os valores de pressão na velocidade  $7 \text{ km h}^{-1}$ .

Já para a declividade D2, a máxima transmissibilidade ocorreu na velocidade  $6 \text{ km h}^{-1}$  e pressão 18 psi. Observaram-se transmissibilidades, entre 0,5 e 0,9, indicando que



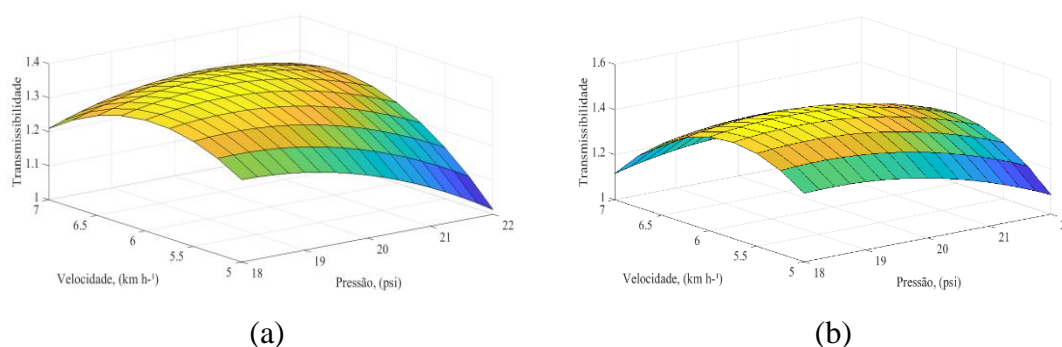
existe atenuação na razão de transmissibilidade para a aceleração RMS no percurso do eixo dianteiro ao assoalho da cabine de operação.

Para a transmissibilidade T2, as Equações 3.16 e 3.17 representam os modelos para as declividades D1 e D2, respectivamente. Os coeficientes de determinação para tais modelos foram de 0,55 e 0,38. Na Figura 3.14 são apresentadas as superfícies de respostas para a transmissibilidade T2 em função da velocidade e pressão.

$$\text{RMS}_{T2D1} = - 3,72 + 0,34 P + 0,56 V + 0,03 PV - 0,01 P^2 - 0,10 V^2 \quad \text{Equação 3.16}$$

$$\text{RMS}_{T2D2} = - 9,02 + 0,52 P + 1,89 V + 0,03 PV - 0,02 P^2 - 0,21 V^2 \quad \text{Equação 3.17}$$

Figura 3.14: Superfícies de resposta nas declividades D1 (a) e D2 (b) para a transmissibilidade T2 em função da velocidade de deslocamento e pressão de insuflação dos pneus.



Fonte: Da autora (2021).

Na transmissibilidade do eixo traseiro para o assoalho da cabine de operação as transmissibilidades máximas ocorreram entre as pressões 18 e 20 psi, na velocidade aproximada de 6,5 km h<sup>-1</sup>, para a declividade D1, e de forma similar, para a declividade D2, as máximas também ocorreram entre 18 e 20 psi, para a velocidade 6 km h<sup>-1</sup>.

Para a declividade D1, os valores de transmissibilidades do eixo traseiro para o assoalho da cabine foram da faixa de 1 a 1,35. Já para a declividade D2, tais valores encontram-se na faixa de 1,1 a 1,4. Portanto, há maior incidência de vibração no assoalho da cabine ao se comparar com a vibração incidente no eixo traseiro do trator. Isso pode ocorrer devido aos quatro pneus que compõe os rodados traseiros deste trator, bem como o posicionamento do eixo em relação ao assoalho da cabine.

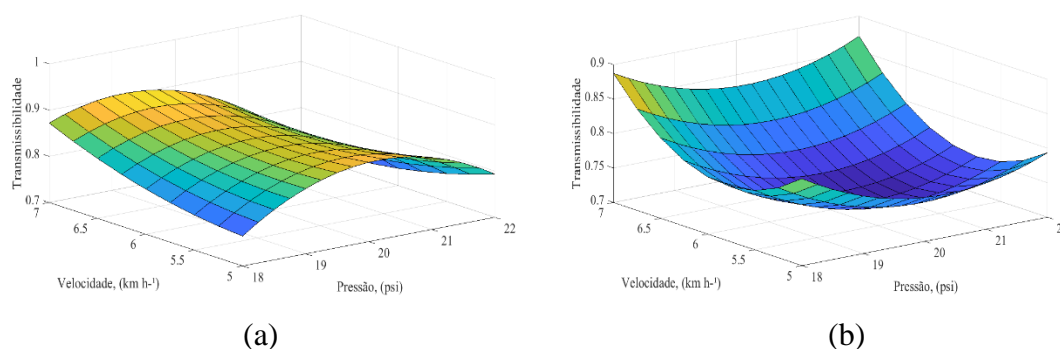
Para a transmissibilidade T3, as Equações 3.18 e 3.19 representam os modelos para as declividades D1 e D2, respectivamente. Os coeficientes de determinação para tais

modelos foram de 0,79 e 0,28. Os modelos selecionados para a transmissibilidade T3 encontram-se representados a partir de superfícies de respostas (Figura 3.15).

$$\text{RMS}_{T3D1} = -10,08 + 1,04 P + 0,21 V - 0,02 PV - 0,02 P^2 + 0,02 V^2 \quad \text{Equação 3.18}$$

$$\text{RMS}_{T3D2} = 8,15 - 0,48 P - 0,89 V + 0,01 PV + 0,01 P^2 + 0,07 V^2 \quad \text{Equação 3.19}$$

Figura 3.15: Superfícies de resposta nas declividades D1 (a) e D2 (b) para T3 em função da velocidade de deslocamento e pressão de insuflação dos pneus.



Fonte: Da autora (2021).

Para a declividade D1, as máximas de transmissibilidades do assoalho da cabine para o assento do operador ocorreram na pressão de 20 psi, nas velocidades de 5 e 7 km h<sup>-1</sup>. Já para a declividade D2, a T3 apresentou pontos máximos nas pressões de 18 e 22 psi, ambos para a velocidade de 7 km h<sup>-1</sup>.

Os valores de transmissibilidade tanto para a declividade D1, quanto para a declividade D2, encontram-se entre 0,7 e 0,9. Portanto, a aceleração RMS no assoalho é maior que no assento do operador, o que significa que a atenuação realizada pelo assento é efetiva.

Deboli et al. (2017) encontraram valores de transmissibilidade do assoalho da cabine ao assento do operador, da ordem de de 1,20 a 1,60 para a velocidade de 10 km h<sup>-1</sup>, e da ordem de 1,3 a 2,4 para a velocidade de 20 km h<sup>-1</sup>. Tais valores correspondem aos eixos X e Y, o eixo Z apresentou valores médios da ordem de 0,7. Os autores estudaram a influência de diferentes superfícies durante do deslocamento da máquina, especificamente: asfalto, grama, solo argiloso gradeado e estrada rural.

Adam & Jalil (2017) encontraram valores de transmissibilidades entre 1 e 2, do assoalho para o assento, no trabalho em que os autores avaliaram as diferenças de

transmissibilidades em um trator acoplado a um implemento de corte de grama. As transmissibilidades acima de 1 ocorreram na faixa de frequência entre 2 e 4 Hz.

#### **4. CONCLUSÕES**

Nas condições em que o trabalho foi realizado pode-se concluir que:

- Predominantemente, os níveis de severidade de vibração aumentaram, ao passo que a velocidade de avanço do trator aumentou.

- Em se tratando de acelerações RMS, de acordo com a norma ISO 2631-1 (1997), os pontos de coleta de dados enquadraram-se na classificação “desconfortável” para a condição de trabalho sentado.

- As transmissibilidades de vibração apresentaram, em sua maioria, valores menores que 1, validando o funcionamento efetivo dos sistemas de amortecimento presentes na cabine e no assento.

- Para a transmissibilidade T1 (entre o eixo dianteiro e o assoalho), na declividade D1, e para a transmissibilidade T2 (entre o eixo traseiro e o assoalho), em ambas as declividades, foram encontrados valores de transmissibilidade maiores que 1. Para a transmissibilidade T2, a não atenuação da severidade de vibração pode estar relacionada a posição do eixo traseiro em relação ao assoalho da cabine, bem como a presença de rodado duplo neste eixo.

## REFERÊNCIAS

- ADAM, S. A.; JALIL, N. A. A. Vertical Suspension Seat Transmissibility and SEAT Values for Seated Person Exposed to Whole-body Vibration in Agricultural Tractor Preliminary Study. **Procedia Engineering**, v. 170, p. 435-442, 2017.
- ADAMS, B. T. et al. Effects of central tire inflation systems on ride quality of agricultural vehicles. **Journal of Terramechanics**, v. 41, p. 199-207, 2004.
- CORBRIDGE, C.; GRIFFIN, M.J. Vibration and comfort: vertical and lateral motion in the range 0.5 to 5.0 Hz. **Ergonomics**, v. 29, n. 2, p. 249-272, 1986.
- BELLOCHIO, V. O. et al. Frota atual de tratores por tempo de uso no Brasil. **Revista Scientia Agraria**, v. 18, p. 154–159, 2017.
- BARBIERI, J. P., et al. The development and validation of an ergonomics index for assessing tractor operator work place. **Ciência Rural**, v. 48, p. 1-7, 2018.
- CUONG, D. M. et al. Effects of tyre inflation pressure and forward speed on vibration of an unsuspended tractor. **J. Terramech**, v. 50, p. 185-198, 2013.
- DEBOLI, R. et al. Whole-body vibration: Measurement of horizontal and vertical transmissibility of an agricultural tractor seat. **International Journal of Industrial Ergonomics**, v. 58, p. 69–78, 2017.
- DEERE, J. Manual omr557176: tratores 7200J, 7215J e 7230J. 2017. Disponível em <http://serviceadvisor.deere.com/WebSA/manuals/omr557176/09001faa8332d0cc>. Acesso em nov. 2017.
- HARRIS, C. M.; PIERSOL, A. G. **Harris' shock and vibration handbook**. 5ª edição. New York: McGraw-Hill, 2002.
- ISO 2631-1, **Mechanical vibration and shock: evaluation of human exposure to whole-body vibration. Part I: general requirements**. Switzerland: International Standard, 1997.
- KITTUSAMY, N. K.; BUCHHOLZ, B. Whole-body vibration and postural stress among operators of construction equipment: A literature review. **National safety council**, v. 35, p. 255–261, 2004.
- KRÜGER, J. Influence of posture on the deviation of measured acceleration values for tractor operators. **Biosystems engineering**, v. 1, p. 1–8, 2019.
- LUNDSTRÖM, R. et al. Absorption of energy during vertical whole-body vibration exposure. **Journal of biomechanics**, v. 31, p. 317–326, 1998.
- MANSFIELD, N. J.; GRIFFIN, M. J. Whole-body vibration on absorbed power for the seated human body. **Journal of Sound and Vibration**, v. 215, p. 813–825, 1998.

MAYTON, A. G. et al. Assessment of whole-body vibration exposures and influencing factors for quarry haul truck drivers and loader operators. **Int J Heavy Veh Syst**, v. 21, n. 3, p. 241–261, 2015.

MEIROVITCH, L. **Fundamentals of vibrations**, Virgínia: McGraw-Hill, 2001.

NAWAYSEH, N.; GRIFFIN, M. J. Power absorbed during whole-body vertical vibration: Effects of sitting posture, backrest, and footrest. **Journal of Sound and Vibration**, v. 329, n. 14, p. 2928–2938, 2010.

OLSHAUSEN, B. A. **Aliasing 1 Nyquist sampling theorem**. p. 1-6, 2000.

PEREIRA, Cristiano Cária. Guimarães. **Curvas de percepção e conforto humano para vibrações verticais**. 2005. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil) – Universidade Federal de Ouro Preto, Ouro Preto, 2005.

R DEVELOPMENT CORE TEAM. **R: A language and environment for statistical computing**. Vienna: R Foundation for Statistical Computing, 2012.

SAM, B.; KATHIRVEL, K. Vibration Characteristics of Walking and Riding Type Power Tillers. **Biosystems Engineering**, v. 95, p. 517–528, 2006.

SANDI, J. et al. Vibração ocorrente sobre o corpo inteiro do operador de trator agrícola em ensaio padronizado. **Revista de Agricultura Neotropical**, v. 5, p. 54–60, 2018.

SANDI, J.; MARTINS, M. B.; JARDIM, D. Avaliação da vibração incidente sobre o operador de trator agrícola em diferentes condições superficiais. **Energia na Agricultura**, v. 6562, p. 308-316, 2020.

SANTOS FILHO, P. F. et al. Avaliação dos níveis de vibração vertical no assento de um trator agrícola de pneus utilizando um sistema de aquisição automática de dados. **Sociedade de Investigações Florestais**, v. 27, p. 887-895, 2003.

SCARLETT, A. J. et al. Whole-body vibration: evaluation of emission and exposure levels arising from agricultural tractors. **Journal of Terramechanics**, v. 44, p. 65-73, 2007.

SEIDEL, H. On the Relationship between Whole-body Vibration Exposure and Spinal Health Risk. **Industrial Health**, v. 43, p. 361-377, 2005.

## **CAPÍTULO 4 – SEVERIDADE DE VIBRAÇÃO NO POSTO DE OPERAÇÃO DE UM TRATOR COM E SEM O ACOPLAMENTO DE UMA SEMEADORA-ADUBADORA EM DIFERENTES CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO**

### **1. INTRODUÇÃO**

O emprego de máquinas agrícolas é indispensável ao modelo de produção da agricultura atual (RIBAS, 2012), pois permite a implantação, manutenção e colheita das culturas (SANDI, 2018). A mecanização agrícola permite que o tempo dos processos seja otimizado, a capacidade operacional da atividade aumentada, e os custos reduzidos, devido a menor necessidade de mão de obra (SANDI, 2018).

O trator agrícola tem expressiva participação no avanço da agricultura, sua versatilidade permite a execução de diversas tarefas destacando-se a sua utilização como fonte de potência e tração para vários implementos e máquinas (ROZIN, 2010). No entanto, majoritariamente, os tratores agrícolas não são dotados de sistemas especiais de suspensão entre eixos e chassi, sendo o amortecimento das vibrações, devido às irregularidades do terreno, feito pelos pneus do trator (SILVA et al., 2017). A exposição às vibrações mecânicas em máquinas pode resultar em danos à saúde de seus trabalhadores, ocasionando lesões, fadiga, problemas visuais e de concentração, irritação, dentre outros (SANDI, 2018).

Além das vibrações provenientes de fatores externos às máquinas agrícolas, existem as vibrações oriundas dos motores. As causas relacionadas às vibrações advindas do motor têm relação com seu funcionamento, resultando em sua propagação através da máquina até o operador (CVETANOVIC & ZLATKOVIC, 2013).

A exposição às vibrações mecânicas é feita por meio do contato entre operador e o equipamento ou máquina que emite a vibração (DOIMO, 2016). Portanto, o assento de máquinas agrícolas, lugar que o operador despense maior parte de seu tempo, deve habilitar a atenuação da frequência e da amplitude de vibrações mecânicas, afim de evitar que a sua exposição resulte em lesões na coluna vertebral de seus operadores (SANDI, 2018).

Vibrações mecânicas em máquinas agrícolas não podem ser eliminadas, mas é possível que seu efeito seja amenizado, visando a preservação dos componentes mecânicos, mas principalmente a preservação da saúde do operador, o que reflete diretamente no seu conforto, gerando mais eficiência e rentabilidade na operação e conseqüentemente, maior lucratividade ao empregador (DOIMO, 2016). Surge, por conseguinte, a preocupação com as condições de trabalho a que operadores de máquinas agrícolas estão sujeitos, haja vista

os malefícios dos efeitos nocivos das vibrações mecânicas ao corpo humano, afim de que segurança e conforto estejam presentes na realização das operações (ROTH, 2010).

Este trabalho foi desenvolvido com o objetivo de avaliar a severidade de vibração de um trator agrícola 4x4 em relação a um conjunto mecanizado, composto pelo mesmo trator associado à uma semeadora-adubadora em operação de semeadura. Adicionalmente, realizou-se uma análise comparativa entre o conjunto mecanizado e apenas o trator. Foram considerados quatro pontos de coleta de dados: eixos traseiro e dianteiro do trator, assoalho da cabine de operação e assento do operador, afim de se obter a transmissibilidade de vibração entre eixos, assoalho e assento, e de verificar se a severidade de vibração a que o operador está exposto condiz com os valores aceitáveis pelas normas vigentes, no que tange a inteiração homem-máquina.

## **2. MATERIAL E MÉTODOS**

O experimento foi realizado na cidade de São Vicente de Minas/MG que se encontra na latitude 21°42'S, longitude 44°26'O, possui altitude média de 972 m e clima CWb segundo a classificação de Köppen. O solo da área experimental possui característica argilosa tendendo para argilo-arenosa.

Os pontos de monitoramento de vibrações mecânicas foram: o assento do operador, o assoalho da cabine de operação, e os eixos dianteiro e traseiro de um trator John Deere 6180J 4x4 (Figura 4.1). Foram utilizados acelerômetros uniaxiais, portanto, em cada ponto de monitoramento foram empregados 3 acelerômetros, para a coleta dos dados de severidade de vibração dos eixos X, Y e Z que são denominados longitudinal, transversal e vertical, respectivamente.

Foram coletados os dados de vibração da operação do trator e, posteriormente, da operação de um conjunto mecanizado composto pelo trator acoplado à semeadora-adubadora.

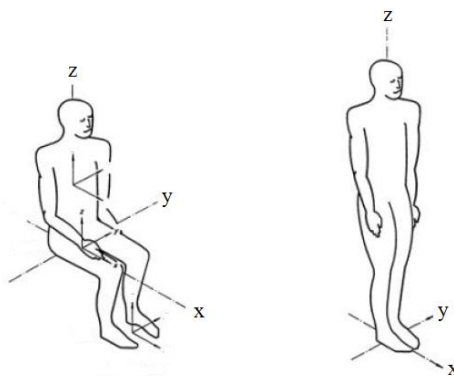
Figura 4.1: Pontos de coleta de dados na cabine de operação (a) e externos à cabine (b).



Fontes: (a) Adaptado de Pereira, 2005 e (b) Da autora, 2021.

O posicionamento dos acelerômetros seguiu o método da norma ISO 2631 (Figura 4.2), que norteia as metodologias para a medição de vibrações mecânicas. A referência se dá pela posição de trabalho do operador.

Figura 4.2: Sistema coordenado.



Fonte: ISO 2631-1, 1997.

O sistema de aquisição de dados utilizado foi da marca National Instruments, contendo 3 módulos com 4 entradas cada, um microcomputador com o software LabView, cabeamento necessário para interconectá-los, e o software MatLab para processamento dos sinais. Os módulos utilizados foram os NI 9234 que têm as seguintes especificações: exatidão de 50 ppm da taxa de amostragem; resolução de 12,5 ns; e faixa de medição de frequência de 0 a 20 MHz. Os transdutores foram acelerômetros industriais de alta sensibilidade da marca PCB. Uma vez que a massa de tais acelerômetros torna-se insignificante, frente à massa do trator, considerou-se não existir qualquer interferência na



dinâmica do sistema. Um transformador de corrente contínua para corrente alternada alimentado por uma bateria possibilitou a energização da instrumentação empregada.

Em termos do domínio de frequência, para a reconstrução fiel de um sinal empregou-se o teorema de amostragem de Nyquist, o qual estabelece que a frequência de amostragem deve ser ao menos duas vezes maior que a maior frequência contida no sinal, o que em termos matemáticos é:  $f_s \geq 2f_c$ , em que  $f_s$  é a frequência de amostragem e  $f_c$  a maior frequência contida no sinal (OLSHAUSEN, 2000). Sendo assim, considerando que as frequências de interesse neste trabalho vão até 80 Hz, a taxa de amostragem deve ser, ao menos, de 160 Hz. Na realização do experimento, a taxa de amostragem empregada foi de 5 vezes a maior frequência que se visava analisar, portanto, foi de 400 Hz.

## 2.1. Análise dos sinais

A partir dos dados foram determinados os espectros de frequência do comportamento dinâmico, a média RMS das acelerações, e a partir de tais médias, a transmissibilidade de vibração dos eixos para o assoalho da cabine de operação, e do assoalho da cabine de operação para o assento do operador. A partir dos espectros foram determinadas as amplitudes nas frequências características do sistema durante a sua operação. Os valores médios (RMS), por sua vez, foram trabalhados no domínio do tempo.

O percurso do sinal se dá pela captação dos dados pelos acelerômetros por intermédio dos módulos e leitura de tais dados pelo software LabView. Esses dados foram coletados no domínio do tempo, portanto, para se extrair os picos de aceleração foi necessária a transformação para o domínio da frequência por meio da Transformada Rápida de Fourier, a partir do software MatLab. Foi utilizado o filtro passa baixa com janela Hamming, bem como os dados de amplitude abaixo de  $0,1 \text{ m s}^{-2}$  foram desconsiderados.

As médias RMS (*Root Mean Square*) das acelerações foram obtidas de acordo com Harris & Piersol (2002). O valor RMS é uma medida tanto da tendência central dos dados quanto da dispersão da vibração, essa técnica estatística que transmite a magnitude da vibração que age nos pontos de coleta de dados, sendo calculada, conforme Equação 4.1. O valor RMS está relacionado à energia contida no movimento oscilatório e seu potencial causador de danos. É um valor de grande importância na avaliação da severidade de vibração pois considera o histórico da onda no decorrer do tempo.

$$a_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N a_i^2}$$

Equação 4.1

em que,

$a_{RMS}$  é a aceleração RMS, em  $m\ s^{-2}$ ;

$N$  o número de ocorrência de aceleração;

$a$  os dados de aceleração, em  $m\ s^{-2}$ .

De acordo com a norma ISO 2631-1 (1997), o sinal da aceleração pode ser resumido a um valor total ponderado a partir de coordenadas ortogonais. A Equação 4.2 determina tal valor.

$$a_v = (k_x^2 a_{wx}^2 + k_y^2 a_{wy}^2 + k_z^2 a_{wz}^2)^{1/2} \quad \text{Equação 4.2}$$

em que,

$a_{wx}, a_{wy}, a_{wz}$  são os valores eficazes das acelerações ponderadas relativas aos eixos ortogonais x, y e z, respectivamente, em  $m\ s^{-2}$ ;

$k_x, k_y, k_z$  são fatores multiplicativos.

Na ISO 2631-1 (1997), a média ponderada que mensura os efeitos da vibração periódica em pessoas sentadas expostas à VCI em termos de saúde, utiliza os seguintes valores dos fatores multiplicativos  $k_x = 1,4$ ,  $k_y = 1,4$  e  $k_z = 1$ .

Em sistemas mecânicos sujeitos à vibração, tem-se por objetivo minimizar a carga vibracional transmitida à base (MEIROVITCH, 2001), que no caso das máquinas agrícolas, evita-se que a vibração chegue de maneira acentuada à cabine de operação, e consequentemente, ao operador. Nesse contexto, a transmissibilidade de vibração foi medida entre os eixos dianteiro e traseiro e o assoalho ( $T_1$  e  $T_2$ , respectivamente), e entre o assoalho e o assento ( $T_3$ ), conforme as Equações 4.3, 4.4 e 4.5. O intuito de medir as transmissibilidades é observar se há atenuação, por parte da cabine e do assento, das acelerações que incidem no operador.

$$T_1 = \frac{RMS_{\text{assoalho}}}{RMS_{\text{eixo dianteiro}}} \quad \text{Equação 4.3}$$

$$T_2 = \frac{RMS_{\text{assoalho}}}{RMS_{\text{eixo traseiro}}} \quad \text{Equação 4.4}$$

$$T_3 = \frac{RMS_{\text{assento}}}{RMS_{\text{assoalho}}} \quad \text{Equação 4.5}$$

em que,

$T_1$ ,  $T_2$  e  $T_3$  são as transmissibilidades de vibração;

$RMS_{\text{assento}}$  é a aceleração RMS encontrado no assento do operador, em  $m s^{-2}$ ;

$RMS_{\text{assoalho}}$  é a aceleração RMS encontrado no assoalho da cabine de operação, em  $m s^{-2}$ ;

$RMS_{\text{dianteiro}}$  é a aceleração RMS encontrado no eixo dianteiro, em  $m s^{-2}$ ;

$RMS_{\text{traseiro}}$  é a aceleração RMS encontrado no eixo traseiro, em  $m s^{-2}$ .

## 2.2. Variáveis avaliadas durante as operações de campo

Com o intuito de analisar a influência que a velocidade de avanço do trator e a declividade geram na severidade de vibração transmitida ao operador, foram consideradas tais variáveis para execução do experimento, além da variável “maquinário” que distingue o trator do conjunto mecanizado.

Levou-se em consideração que a semeadura de grãos ocorre à velocidade  $6 \text{ km h}^{-1}$ . Portanto, as velocidades escolhidas para o experimento foram de 5, 6 e  $7 \text{ km h}^{-1}$ , V1, V2 e V3, respectivamente.

A declividade da área experimental também foi levada em consideração. Na Figura 4.3 a área em que foram realizados os experimentos é a apresentada.

Figura 4.3: Área experimental.



Fonte: Adaptado de Google Earth, 2020.

Na Figura 3, D1 indica a área plana e D2 a área que possui declividade aproximada de  $7,5^\circ$ . Na Tabela 4.1 consta o planejamento experimental, em que foram

realizados percursos de 200 m. A aferição da distância foi feita pelo aplicativo Strava. No software MatLab foi feito o pós-processamento dos dados, em que se baseou no fator tempo para fracionar em quatro partes iguais a distância de 200 m, para que representassem as 4 repetições, cada uma de 50 m, para cada tratamento considerado.

Tabela 4.1: Variações dos percursos, em que “V” representa as velocidades e “D” representa as declividades, “T” representa o percurso com o trator sem acoplamento e “TS” representa o percurso do trator acoplado a semeadora-adubadora.

		V1	V2	V3
T	D1	D1xV1	D1xV2	D1xV3
	D2	D2xV1	D2xV2	D2xV3
TS	D1	D1xV1	D1xV2	D1xV3
	D2	D2xV1	D2xV2	D2xV3

Fonte: Da autora, 2020.

### 2.3. Análise estatística dos dados

Foram avaliadas as seguintes variáveis resposta: severidade de vibração e a transmissibilidade de vibração no posto de operação. Para tal, realizou-se um experimento segundo delineamento inteiramente casualizado em esquema fatorial 2 x 3 x 2, com 4 repetições. Os fatores avaliados foram a declividade (D1 e D2), velocidade (V1, V2 e V3) e maquinário (trator e trator associado a semeadora-adubadora).

Os dados foram submetidos a testes de normalidade e uma vez que atenderam aos requisitos de normalidade foram submetidos à análise de variância para um nível de significância de 5% de probabilidade. As médias dos fatores qualitativos foram estudadas por meio do teste de Tukey à 5% de probabilidade. As médias dos fatores quantitativos foram estudadas por meio de análises de regressão em que os modelos foram selecionados a partir do coeficiente de determinação, significância dos coeficientes e análise de falta de ajustamento.

Todas as análises estatísticas foram realizadas no programa computacional R (R Development Core Team, 2012).

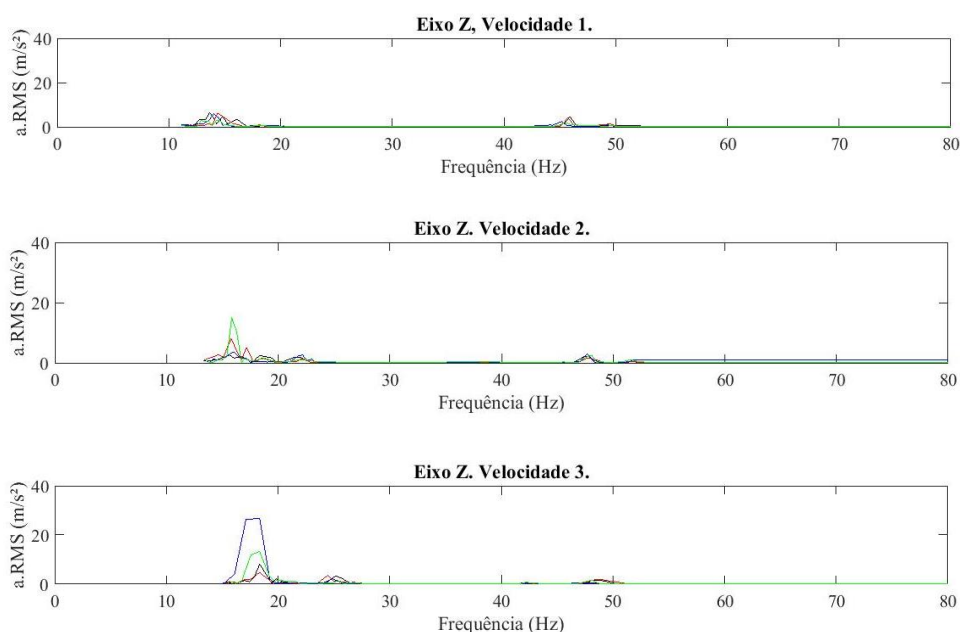
## 3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os espectros de frequência nas Figuras 4.4 e 4.5, representam o desdobramento da velocidade e da declividade, respectivamente, nas quais são apresentadas todas as

repetições consideradas para esse cenário. Observou-se que os picos de aceleração ocorreram nas faixas de frequência de 10-20 Hz, 20-30 Hz e 40-50 Hz.

As frequências associadas aos picos de aceleração aumentaram com o aumento da velocidade de avanço. Na Figura 4.4, verificou-se que na velocidade V1, as incidências dos picos de aceleração para as repetições dão-se entre 13 e 15 Hz, já na velocidade V2, os picos dão-se entre 15 e 17 Hz, e na velocidade V3, tais picos encontram-se entre 17 e 19 Hz.

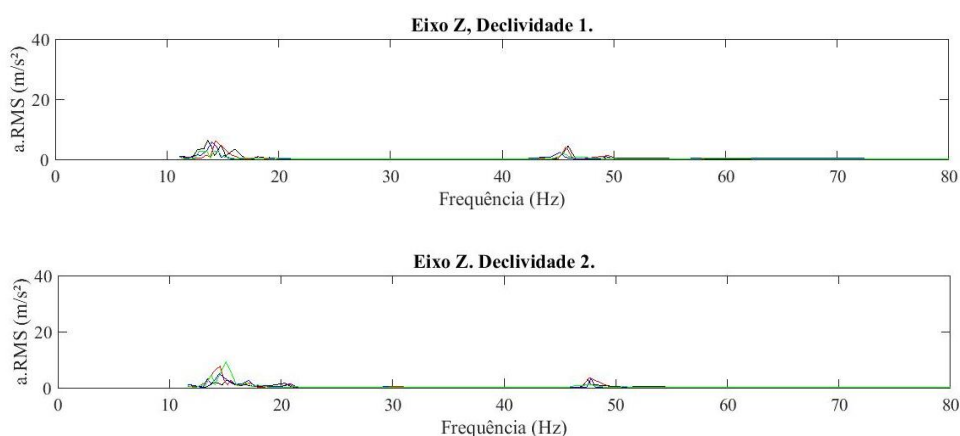
Figura 4.4: Desdobramento da velocidade no assento do operador.



Fonte: Da autora (2021).

No desdobramento da declividade (Figura 4.5), para a declividade D1, observou-se que os picos de aceleração que ocorrem na faixa de 10-20 Hz concentraram-se entre 15 e 17 Hz, ao passo que para a declividade D2, na mesma faixa de frequência, os picos concentraram-se entre 16 e 19 Hz. Na faixa de frequência entre 40-50 Hz, os picos de aceleração concentraram-se, para a declividade D1, em 46 Hz, ao passo que para a declividade D2, concentraram-se em 48 Hz.

Figura 4.5: Desdobramento da declividade no assento do operador.



Fonte: Da autora (2021).

A análise de variância foi feita com o intuito de verificar a influência entre as interações dos fatores estudados, em cada ponto de coleta de dados, bem como nas transmissibilidades supracitadas. A partir da Tabela 4.2, pode-se afirmar que existem diferenças significativas entre os resultados encontrados para a severidade de vibração do trator operando sem acoplamento e do trator acoplado à semeadora-adubadora.

Tabela 4.2: Principais resultados da análise de variância da aceleração RMS determinada nos eixos traseiro, dianteiro, assoalho da cabine e assento do operador.

	<b>Eixo dianteiro</b>	<b>Eixo traseiro</b>	<b>Assoalho da cabine</b>	<b>Assento do operador</b>
<b>M</b>	F = 293,549 p = 2e-16 *	F = 188,199 p = 2,68e-16 *	F = 0,117 p = 0,735	F = 184,083 p = 3,80e-16 *
<b>D</b>	F = 53,507 p = 9,26e-09 *	F = 9,934 p = 0,00316 *	F = 42,255 p = 1,18e-07 *	F = 123,813 p = 1,62e-13 *
<b>V</b>	F = 15,903 p = 9,59e-06 *	F = 19,417 p = 1,55e-06 *	F = 71,828 p = 1,23e-13 *	F = 215,028 p = 2e-16 *
<b>D:V</b>	F = 0,211 p = 0,811	F = 1,826 p = 0,17492	F = 0,395 p = 0,676	F = 22,417 p = 3,71e-07 *
<b>M:D</b>	F = 2,368 p = 0,132	F = 54,833 p = 7,01e-09 *	F = 0,820 p = 0,371	F = 0,097 p = 0,7568
<b>M:V</b>	F = 42,174 p = 2,25e-10 *	F = 13,886 p = 2,97e-05 *	F = 0,747 p = 0,480	F = 4,395 p = 0,0192 *

\*Significativo ao nível de 5% de probabilidade.

Fonte: Da autora (2021).

Os fatores declividade (D) e velocidade (V) analisados isoladamente, em sua maioria, apresentaram diferenças nos pontos de coleta de dados, assim como nos cálculos das transmissibilidades. As interações entre os fatores D e V, e entre M e V no assento do operador foram significativas. Uma vez que houveram diferenças significativas entre a interação do fator maquinário (M) e o fator velocidade (V), desdobrou-se o primeiro (qualitativo) a partir do teste de médias, e o segundo (quantitativo) a partir de análise de regressão.

O resultado do teste de médias (Tabela 4.3), revelou que para todos os níveis de velocidade, há diferenças entre a severidade de vibração para o trator e para o conjunto mecanizado composto pelo trator operando acoplado à semeadora-adubadora. Observa-se também, que a severidade de vibração foi maior para a operação do trator sem o acoplamento, portanto, a partir de tal resultado, pode-se inferir que o acoplamento à semeadora-adubadora contribui para a atenuação dos níveis de vibração.

Andrade et al. (2016), no estudo que avaliou a severidade de vibração com e sem o acoplamento de um distribuidor de fertilizantes a lança em um trator de 197 cv, observaram maiores valores de aceleração para o trator operando sem o emprego do implemento, corroborando com os resultados obtidos no presente estudo.

Tabela 4.3: Resultado do desdobramento do fator maquinário em cada nível do fator velocidade de deslocamento.

<b>Velocidade (km h<sup>-1</sup>)</b>	<b>Maquinário</b>	<b>Assoalho (m s<sup>-2</sup>)</b>
<b>5</b>	Trator	1,02 a
	Trator-Semeadora	0,87 b
<b>6</b>	Trator	1,20 a
	Trator-Semeadora	1,04 b
<b>7</b>	Trator	1,40 a
	Trator-Semeadora	1,16 b

Letras diferentes em cada velocidade indicam diferença significativa pelo teste de Tukey à 5% de probabilidade.

Fonte: Da autora (2021).

Pinho et al. (2014a) para uma mesma configuração de lastro e uma mesma profundidade de superfície de atuação de um subsolador acoplado a um trator de 85 cv, encontraram valores médios de aceleração de 5,5 m s<sup>-2</sup> para a velocidade de 3,5 km h<sup>-1</sup>, e

de  $6,5 \text{ m s}^{-2}$  para a velocidade de  $4,5 \text{ km h}^{-1}$ , no ponto de medição, que foi o assento do operador.

As análises de regressão tanto para o trator (Figura 4.6a), quanto para o trator acoplado à semeadora-adubadora (Figura 4.6b) expuseram o aumento dos níveis de aceleração RMS, ao se aumentar a velocidade de avanço. Comportamento similar foi determinado no trabalho de Cuong et al. (2013), em que os autores variaram a velocidade de avanço de um trator de 20 cv e encontraram valores médios de aceleração RMS de  $0,31 \text{ m s}^{-2}$ , para a velocidade de  $4 \text{ km h}^{-1}$ , de  $0,39 \text{ m s}^{-2}$  para a velocidade de  $5 \text{ km h}^{-1}$ , e de  $0,44 \text{ m s}^{-2}$  para a velocidade de  $6 \text{ km h}^{-1}$  em um ponto de coleta no centro de gravidade do trator. Ademais, é possível observar, também pela análise de regressão, que os valores de aceleração RMS foram maiores para o trator sem acoplamento ( $1,02 - 1,40 \text{ m s}^{-2}$ ), do que para o trator operando acoplado à semeadora-adubadora ( $0,88 - 1,36 \text{ m s}^{-2}$ ), o que também foi observado no trabalho desenvolvido por Andrade et al. (2016).

Para o intervalo das médias RMS encontrado para o trator operando sem acoplamento, a norma ISO 2631-1 (1997) classifica os valores entre  $1,02$  e  $1,40 \text{ m s}^{-2}$  como “desconfortável”. A mesma classificação se dá para o intervalo do trator operando acoplado à semeadora-adubadora (valores entre  $0,88$  e  $1,36 \text{ m s}^{-2}$ ).

Conforme a Diretiva Europeia 2002/44/CE, a partir do valor médio encontrado para o trator sem acoplamento, o valor-limite de exposição é de 7 horas e 36 minutos, já levando-se em consideração o valor médio encontrado para o trator operando acoplado à semeadora-adubadora, o valor limite de exposição é de 8 horas e 13 minutos.

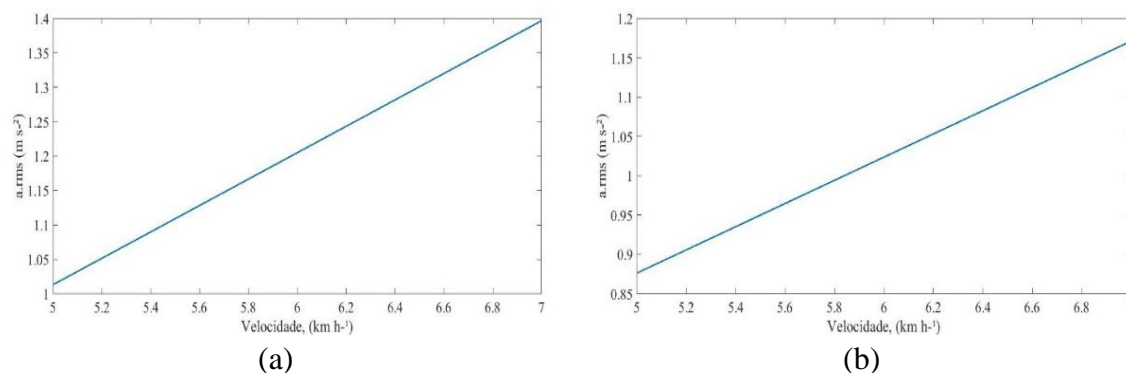
Para o ponto de coleta de dados referente ao assento do operador, as Equações 4.5 e 4.6 representam os modelos lineares que melhor se ajustaram para os cenários trator operando sem acoplamento e com acoplamento, respectivamente. Representados graficamente a partir da Figura 4.6 cujos os coeficientes de determinação foram de 0,69 e 0,63.

$$\text{RMS}_t = 0,05 + 0,19 V \quad \text{Equação 4.5}$$

$$\text{RMS}_{ts} = 0,14 + 0,15 V \quad \text{Equação 4.6}$$



Figura 4.6: Análise de regressão do fator velocidade para a operação do trator sem (a) e com (b) acoplamento da semeadora-adubadora.



Letras diferentes em cada velocidade indicam diferença significativa pelo teste de Tukey à 5% de probabilidade.

Fonte: Dados originais da pesquisa (2021).

Para o fator declividade, também foi feito o desdobramento por meio do teste de médias, e partir da Tabela 4.4, é possível observar que existem diferenças entre as declividades, para as velocidades 5 e 7 km h<sup>-1</sup>, em termos de severidade de vibração para a operação do trator acoplado à semeadora-adubadora. Observa-se que as maiores médias ocorreram na declividade D2 e que com o aumento da velocidade há aumento da severidade de vibração.

Tabela 4.4: Resultado do desdobramento do fator declividade em cada nível do fator velocidade de deslocamento.

Velocidade (km h <sup>-1</sup> )	Declividade	Assoalho (m s <sup>-2</sup> )
5	D1	0,88 b
	D2	1,00 a
6	D1	1,09 a
	D2	1,14 a
7	D1	1,15 b
	D2	1,42 a

Letras diferentes em cada velocidade indicam diferença significativa pelo teste de Tukey à 5% de probabilidade.

Fonte: Dados originais da pesquisa (2021).

Adam & Jalil (2017) em experimento que avaliou a severidade de vibração de um trator operando acoplado a um implemento cortador de grama, tanto em estrada pavimentada e em estrada rural, nesta última cortando e não cortando o capim, encontraram maiores valores de severidade de vibração para a estrada não pavimentada. E entre a atuação

e a não atuação do cortador de grama não houveram diferenças significativas em termos vibracionais.

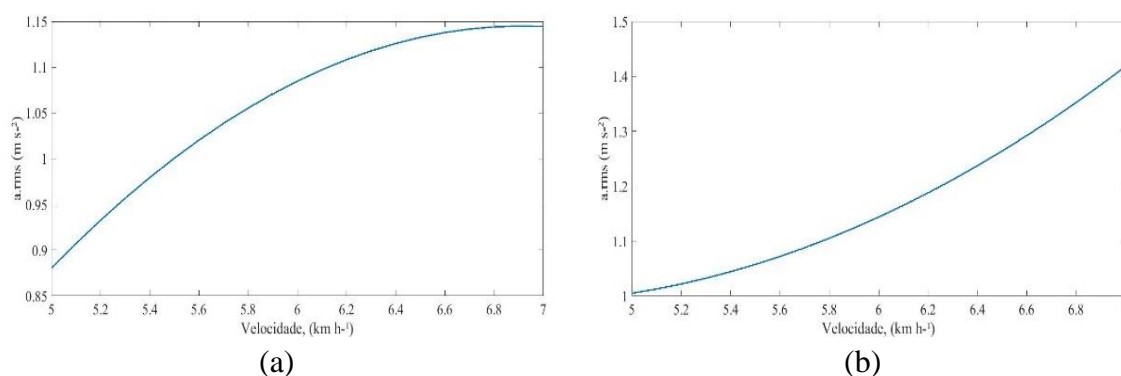
Leite et al. (2020) analisaram a severidade de vibrações levando-se em consideração a velocidade de avanço do trator, bem como a pressão de insuflação dos pneus e o tipo de pneu (diagonal e radial). Neste trabalho, concluíram que tanto para pneus diagonais quanto para os radiais, a velocidade de deslocamento influenciou consideravelmente na severidade de vibração. Os autores consideraram que em menores velocidades de avanço, os pneus de tratores conseguem absorver impactos, porém, ao passo que a velocidade aumenta, os rodados não são capazes de realizar tal atenuação, e podem até mesmo ampliar a severidade de vibração.

O modelo que melhor se ajustou ao desdobramento entre velocidade e declividade, tanto para D1 (Figura 4.7a) quanto para D2 (Figura 4.7b), foi o quadrático. As Equações 4.7 e 4.8, com coeficientes de determinação de 0,54 e 0,70 regem os modelos determinados para as declividades D1 e D2, respectivamente.

$$RMS_{D1} = - 2,31 + 1,00 V - 0,07 V^2 \quad \text{Equação 4.7}$$

$$RMS_{D2} = 2,34 - 0,61 V + 0,07 V^2 \quad \text{Equação 4.8}$$

Figura 4.7: Análise de regressão do fator velocidade para as declividades D1 e D2.



Fonte: Dados originais da pesquisa (2021).

Tanto para D1, quanto para D2 há um aumento da severidade de vibração a partir do aumento da velocidade. Na declividade D1 a maior média RMS acusada foi de 1,15m s<sup>-2</sup>, na velocidade de 7 km h<sup>-1</sup>. Esse valor é classificado como “desconfortável”, segundo os padrões de conforto da normativa ISO 2631-1. Na declividade D2 a maior média foi de

1,5 m s<sup>-2</sup>, também para a velocidade de 7 km h<sup>-1</sup>, e de acordo com a ISO 2631-1 (1997), esse valor é categorizado como “muito desconfortável”.

Segundo a Diretiva Europeia 2002/44/CE, o valor-limite de exposição considerando o valor médio para a declividade D1 é de 9 horas, já para a declividade D2, o valor-limite de exposição é de 7 horas e 36 minutos.

A partir dos resultados da análise de variância para as transmissibilidades de vibração (Tabela 4.5), optou-se por desdobrar a relação entre os fatores maquinário e velocidade, e declividade e velocidade.

Tabela 4.5: Principais resultados da análise de variância das acelerações RMS para as transmissibilidades.

	<b>T1</b>	<b>T2</b>	<b>T3</b>
M	F = 215,349 p = 2e-16 *	F = 48,085 p = 3,02e-08 *	F = 93,311 p = 8,86e-12 *
D	F = 5,252 p = 0,027549 *	F = 46,145 p = 4,69e-08 *	F = 3,308 p = 0,0768
V	F = 21,902 p = 4,71e-07 *	F = 20,497 p = 9,16e-07 *	F = 56,271 p = 4,37e-12 *
D:V	F = 0,116 p = 0,890733	F = 0,186 p = 0,83078	F = 13,766 p = 3,19e-05 *
M:D	F = 16,462 p = 0,000238 *	F = 35,863 p = 5,90e-07 *	F = 0,145 p = 0,7056
M:V	F = 43,092 p = 1,69e-10 *	F = 7,013 p = 0,00256 *	F = 1,355 p = 0,2702

\*Significativo ao nível de 5% de probabilidade.

Fonte: Da autora (2021).

Analisando-se as transmissibilidades de vibração entre o fator velocidade e o fator maquinário, pode-se observar que os valores para T1 e T3 são abaixo de 1, e que para T2, observou-se que os valores foram majoritariamente superiores a 1. Conforme os resultados apresentados na Tabela 4.6, existem algumas diferenças nos valores de aceleração RMS para o trator acoplado e não acoplado à semeadora-adubadora. Para a transmissibilidade T3, a semeadora-adubadora acoplada ao trator, reduziu significativamente os níveis de aceleração RMS, para todas as velocidades de avanço.

Tabela 4.6: Desdobramento entre os fatores velocidade (V) e maquinário (M) para as transmissibilidades T1, T2 e T3.

<b>Velocidade (km h<sup>-1</sup>)</b>	<b>Maquinário</b>	<b>T1</b>	<b>T2</b>	<b>T3</b>
5	Trator	0,89 a	1,25 a	0,81 a
	Trator-Semeadora	0,56 b	0,96 b	0,71 b
6	Trator	0,94 a	1,35 a	0,76 a
	Trator-Semeadora	0,71 b	1,22 a	0,69 b
7	Trator	0,75 a	1,21 a	0,90 a
	Trator-Semeadora	0,72 a	1,13 a	0,79 b

Letras diferentes em cada velocidade indicam diferença significativa pelo teste de Tukey à 5% de probabilidade.

Fonte: Da autora (2021).

Já no desdobramento entre velocidade e declividade (Tabela 4.7), apenas para as velocidades 6 e 7 km h<sup>-1</sup> para T2, e para a velocidade de 7 km h<sup>-1</sup> para T3 houveram diferenças significativas das médias de aceleração RMS ao se acoplar a semeadora-adubadora ao trator.

Pinho et al. (2014b) avaliaram faixas de frequência que influenciam a transmissibilidade de vibração, a partir de avaliações externas e internas à cabine de um trator de 85 cv acoplado a um escarificador, considerando diferentes níveis de lastros. Os autores observaram a amplificação no intervalo de 0 a 15 Hz para a Lastro Metálico Total (LMT), de 0 a 19 Hz para a Lastro Metálico Parcial (LMP) e de 71 a 76 Hz para a Lastro Líquido Total (LLT). As razões entre massa/potência para LMT, LMP e LLT, foram de 67,36, 58,56 e 66,72 kg kW<sup>-1</sup>, respectivamente.

Adam & Jalil (2017) avaliaram a severidade de vibração entre o assoalho da cabine e o assento do operador para um trator acoplado a um implemento de corte de grama. Houveram valores de transmissibilidades entre 1 e 2 na faixa de frequência entre 2 e 4 Hz.

Tabela 4.7: Desdobramentos entre os fatores declividade (D) e velocidade (V) para as transmissibilidades T1, T2 e T3.

Velocidade (km h <sup>-1</sup> )	Declividade	T1	T2	T3
5	D1	0,75 a	1,02 a	0,76 a
	D2	0,71 a	1,19 a	0,77 a
6	D1	0,84 a	1,21 b	0,75 a
	D2	0,81 a	1,37 a	0,70 a
7	D1	0,75 a	1,10 b	0,80 b
	D2	0,72 a	1,24 a	0,88 a

Letras diferentes em cada velocidade indicam diferença significativa pelo teste de Tukey à 5% de probabilidade.

Fonte: Da autora (2021).

O fato dos valores referentes à transmissibilidade T2 resultarem, para todos os cenários, em valores maiores que 1 (em que a aceleração RMS é maior no assoalho da cabine do que no eixo traseiro do trator), pode ser explicado devido ao posicionamento do eixo traseiro em relação ao posto de operação do trator. Adicionalmente, deve-se considerar o rodado duplo o qual proporciona uma maior área de contato dos pneus com a superfície, essa condição pode favorecer a amenização de impactos externos no eixo traseiro.

#### 4. CONCLUSÕES

Nas condições em que o trabalho foi realizado pode-se concluir que:

- Houve diferença na severidade de vibração do trator operando com e sem o acoplamento da semeadora-adubadora, em que o conjunto mecanizado atenuou os níveis de vibrações. Fato evidenciado em todos os pontos de coleta de dados.

- O fator declividade influenciou nos níveis de severidade de vibração, sendo que na declividade D2 (área em declive), apresentou maiores médias de aceleração RMS.

- A velocidade de avanço, tanto no cenário do trator quanto no do conjunto mecanizado, em ambas as declividades, é fator de grande influência na severidade de vibração. Quanto maior a velocidade, maiores as médias de acelerações RMS, no assento do operador.

- O assento do operador, de modo geral, ameniza a severidade de vibração ao operador, fazendo o papel esperado de amortecer os impactos provenientes das

irregularidades do terreno, do deslocamento do trator, dos próprios componentes da máquina que geram vibração, dentre outros fatores.

## REFERÊNCIAS

- ADAM, S. A.; JALIL, N. A. A. Vertical Suspension Seat Transmissibility and SEAT Values for Seated Person Exposed to Whole-body Vibration in Agricultural Tractor Preliminary Study. **Procedia Engineering**, v. 170, p. 435-442, 2017.
- ANDRADE, P. A. M. et al. Vibração e ruído em um trator agrícola submetido a diferentes superfícies de rolamento. **Congresso internacional de ergonomia aplicada**, 2016.
- CUONG, D. M. et al. Effects of tyre inflation pressure and forward speed on vibration of an unsuspended tractor. **J. Terramech**, v. 50, p. 185-198, 2013.
- CVETANOVIC, B.; ZLATKOVIC, D. Evaluation of whole-body vibration risk in agricultural tractor drivers. **Bulgarian Journal of Agricultural Science**, v. 19. p. 1155-1160, 2013.
- DOIMO, Lucas da Silva. **Avaliação da vibração ocupacional no posto operacional de tratores agrícolas estáticos utilizando-se duas rotações angulares**. Dissertação (Mestrado em Agronomia) – Universidade Estadual Paulista, Botucatu, 2016.
- HARRIS, C. M.; PIERSOL, A. G. **Harris' shock and vibration handbook**. 5ª edição. New York: McGraw-Hill, 2002.
- ISO 2631-1, **Mechanical vibration and shock: evaluation of human exposure to whole-body vibration. Part I: general requirements**. Switzerland: International Standard, 1997.
- LEITE D. M. et al., Caracterização das vibrações do posto de operação de um trator agrícola em condição de tração. **Brazilian Journal of Animal and Environmental**, v 3. p. 3808-3821, 2020.
- MEIROVITCH, L. **Fundamentals of vibrations**, Virgínia: McGraw-Hill, 2001.
- OLSHAUSEN, B. A. **Aliasing 1 Nyquist sampling theorem**. p. 1-6, 2000.
- PINHO, M. S. et al. Acelerações eficazes na interface assento-operador de um trator. **Ciência Rural, Santa Maria**, v. 44, p.1797-1803, 2014a.
- PINHO, M. S. et al. Efetividade de um coxim de cabina do trator agrícola na atenuação. **Revista Ciência Agronômica**, v 45. p. 461-468, 2014b.
- RIBAS Rodrigo Lampert; **Exposição humana à vibrações de corpo inteiro em um trator agrícola em operação de semeadura**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Santa Maria, 2010.
- ROTH, Cláudio Weissheimer. **Transmissibilidade da vibração e distribuição da pressão na interface assento-operador de tratores agrícolas em condições dinâmicas**. 2010. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, 2010.

ROZIN, D. et al. Conformidade dos comandos de operação de tratores agrícolas nacionais com a norma NBR ISO 4253. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, v. 14. p. 1014-1019, 2010.

SANDI, J. et al. Vibração ocorrente sobre o corpo inteiro do operador de trator agrícola em ensaio padronizado. **Revista de Agricultura Neotropical**, v. 5, p. 54-60, 2018.

SILVA, A. C. et al. Ruído e vibração no posto de operação de um trator agrícola em função da pressão dos pneus e velocidade operacional. **Revista Engenharia na Agricultura**, v 25, p. 454-458, 2017.



## **CAPÍTULO 5 – ANÁLISE DA SEVERIDADE DE VIBRAÇÃO EM UM PULVERIZADOR AUTOPROPELIDO: UM ESTUDO CONSIDERANDO A VARIAÇÃO DA VELOCIDADE DE AVANÇO E A PRESSÃO DE INSUFLAÇÃO DE PNEUS**

### **1. INTRODUÇÃO**

A tecnologia de aplicação de defensivos agrícolas vem sendo, há anos, amplamente estudada e aprimorada. A aplicação de defensivos tem o propósito de findar e controlar insetos, plantas invasoras e doenças em lavouras, por meio de uma dose mínima, distribuída com eficácia, sem causar danos ao ambiente (ALVARENGA & CUNHA, 2010). O sucesso do tratamento fitossanitário em culturas agrícolas deriva da qualidade do produto utilizado, assim como da tecnologia desenvolvida para sua aplicação (ALVARENGA & CUNHA, 2010).

Em paralelo ao desenvolvimento dos processos de aplicação de defensivos, os pulverizadores se modernizaram, tornaram-se autopropelidos, mais robustos, e alcançaram desempenhos operacionais jamais alcançados pelos pulverizadores montados e de arrasto. Dentre as vantagens dos pulverizadores autopropelidos aos demais, estão a operação em velocidades mais altas, a extensa faixa de aplicação, o grande volume do reservatório e a segurança que a cabine oferece aos operadores (FERREIRA et al., 2010).

Santos et al. (2013) aferiram a vibração de corpo inteiro a que o operador estava sujeito frente a diferentes velocidades em um conjunto mecanizado trator-pulverizador, sendo o pulverizador do tipo montado. Os autores concluíram que, segundo classificação de efeito da intensidade de vibração para o conforto do operador da ISO 2136-1 (1997), a velocidade de 4 km h<sup>-1</sup> apresentou efeito pouco desconfortável, enquanto as velocidades de 5 e 7 km h<sup>-1</sup> apresentaram efeito bastante desconfortável. As acelerações RMS encontradas no assento do trator para as velocidades de 4, 5 e 7 km h<sup>-1</sup> foram de 0,4925, 0,5050 e 0,5200, em m s<sup>-2</sup>, respectivamente.

A exposição à vibração de corpo inteiro (VCI) pode ocasionar distúrbios musculoesqueléticos, assim como dores na coluna lombar de operadores de máquinas, e estudos a respeito da exposição às VCI indicam que há maior incidência de mudanças prejudiciais da coluna vertebral em motoristas de tratores, motoristas de caminhões, operadores de empilhadeiras e motoristas de transportes industriais (ADAM & JALIL, 2017).

Bovenzi e Betta (1994) desenvolveram uma pesquisa entre 1155 operadores em que mensuraram a severidade de vibração em tratores, avaliaram a postura dos operadores, e os questionaram quanto a presença de dores lombares. Os resultados indicaram que cerca de 80% dos operadores entrevistados relataram que sentiam dor nessa região. Fatores como a intensidade, a duração e a frequência da exposição às vibrações de corpo inteiro, podem afetar a saúde dos operadores agrícolas mesmo que em condições normais de trabalho (CUTINI et al., 2016).

A interação pneu-solo transmite a vibração através dos eixos do trator aos componentes e elementos de máquina, portanto, o monitoramento de vibração pode ser realizado a partir dos eixos do trator. Os sistemas de amortecimento empregados em assentos de tratores agrícolas são projetados a partir da determinação das vibrações que atuam no trator (VILLIBOR et al., 2014). Pois partindo dos preceitos ergonômicos, com o intuito de reduzir a fadiga, o estresse, e visando um posto de trabalho mais seguro e confortável, é necessário que o trabalho se adapte ao homem, e as melhorias em projetos de máquina se dão por meio da análise de operações (SILVA et al., 2017).

Então, faz-se importante, mensurar a severidade de vibração que acomete o operador e confrontá-la com as normas de vibrações vigentes, no âmbito da ergonomia. Existem diversos trabalhos que aferiram a severidade de vibração em tratores agrícolas e em conjuntos mecanizados (RIBAS, 2014; ADAM & JALIL, 2017; CUTINI et al., 2016; LANGER et al., 2015; SANTOS et al., 2013). No entanto, em pulverizadores autopropelidos este tipo de estudo é escasso.

Este trabalho foi desenvolvido com o objetivo de mensurar a severidade de vibração nos eixos dianteiro e traseiro de um pulverizador autopropelido, bem como no assoalho da cabine de operação e no assento do operador. A transmissibilidade de vibração entre esses pontos de coleta de dados também foi mensurada. Adicionalmente, objetivou-se verificar se a carga vibracional que alcança o operador encontra-se em conformidade com a norma vigente.

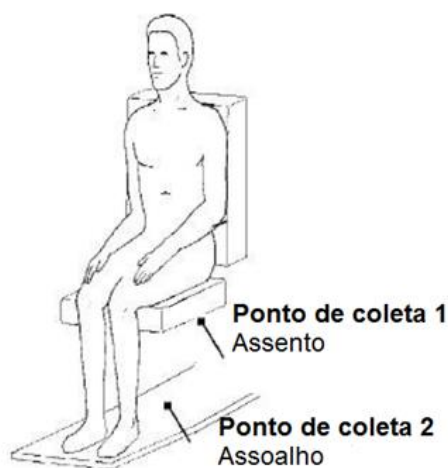
## **2. MATERIAL E MÉTODOS**

A área experimental localiza-se em São Vicente de Minas, na região Sul do estado de Minas Gerais, que tem como coordenadas 21°42'S de latitude, 44°26'O de longitude e altitude média de 972 m. O clima da cidade é do tipo CWb segundo a classificação de Köppen. O solo da área onde o experimento foi conduzido possui

característica argilosa com tendência para argilo-arenosa. O relevo da área experimental pode ser caracterizado como plano.

Os pontos de coleta de monitoramento de vibrações mecânicas escolhidos foram: o assento do operador, o assoalho da cabine de operação, e os eixos dianteiro e traseiro de um pulverizador autopropelido 4730 da marca John Deere (Figuras 5.1 e 5.2). Em todos os pontos de monitoramento levaram-se em consideração os eixos X, Y e Z (longitudinal, transversal e vertical, respectivamente). Foram utilizados acelerômetros uniaxiais, necessitando-se assim, de 3 acelerômetros em cada ponto de monitoramento.

Figura 5.1: Pontos de coleta de dados na cabine de operação.



Fonte: Adaptado de Pereira, 2005.

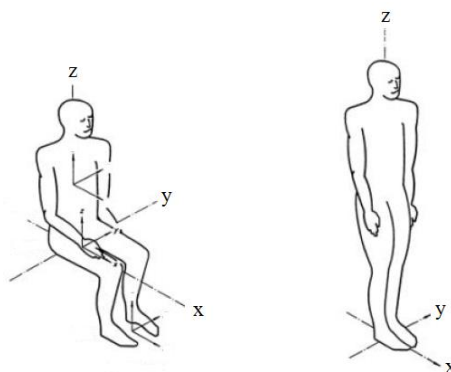
Figura 5.2: Pontos de coleta externos no pulverizador.



Fonte: Da autora, 2021.

Os acelerômetros foram posicionados conforme previsto na norma ISO 2631-1 (1997), que regulamenta os métodos para a avaliação da exposição do corpo inteiro às vibrações. Na Figura 5.3 está representado o sistema de coordenadas proposto por tal norma, que toma a posição de trabalho do operador como ponto de referência.

Figura 5.3: Sistema coordenado.



Fonte: ISO 2631-1, 1997.

O sistema de aquisição de dados utilizado foi da marca National Instruments. Foram utilizados 3 módulos com 4 canais de entradas cada, um microcomputador contendo o software LabView com o pacote Sound and Vibration, cabeamento necessário para interconectá-los, e o software MatLab para processamento dos sinais. Os módulos NI 9234 têm as seguintes especificações: exatidão de 50 ppm da taxa de amostragem; resolução de 12,5 ns; e faixa de medição de frequência de 0 a 20 MHz. Os transdutores foram 12 acelerômetros industriais de alta sensibilidade da marca PCB Piezotronics, que têm sensibilidade de 100 mV/g, faixa de medição de frequência de 0,5 a 8000 Hz, e massa de 74g. A fonte de energia utilizada para alimentação do computador e dos módulos foi uma bateria onde se dispôs de um transformador de corrente contínua para corrente alternada.

Durante o processo de aquisição dos dados o teorema de amostragem de Nyquist foi considerado. Esse teorema, propõe que a frequência de amostragem seja ao menos duas vezes maior que a maior frequência contida no sinal, para que o sinal seja fielmente representado em termos de conteúdo de frequência o que em termos matemáticos é dito por:  $f_s \geq 2f_c$ , em que  $f_s$  é a frequência de amostragem e  $f_c$  a maior frequência contida no sinal (OLSHAUSEN, 2000). Sendo assim, uma vez que as frequências que correspondem às vibrações de corpo inteiro são de até 80 Hz, a taxa de amostragem deve ser, ao menos, de 160 Hz. Optou-se, na execução do experimento, que a taxa de amostragem empregada fosse de 5 vezes a maior frequência que se desejava analisar, portanto, foi de 400 Hz.

## 2.1. Análise dos sinais

A partir dos dados coletados objetivou-se extrair os espectros de frequência do comportamento vibracional, a média RMS (*Root Mean Square*) das acelerações, e a partir das médias RMS, a transmissibilidade de vibração de cada eixo para o assoalho da cabine de operação, e deste para o assento do operador. Os espectros foram trabalhados no domínio da frequência, e os valores médios (RMS), por sua vez, foram trabalhados no domínio do tempo.

O caminho do sinal inicia-se nos pneus do pulverizador, passa pelos componentes do pulverizador, chega nos pontos de coleta dos dados e são captados pelos acelerômetros. Os acelerômetros transmitem o sinal aos módulos, que por sua vez, transmitem ao software LabView. Até então o sinal encontra-se no domínio do tempo, devido a isso, utilizou-se o software MatLab para transformá-lo no domínio da frequência por meio da Transformada Rápida de Fourier (FFT - *Fast Fourier Transform*). Ainda no MatLab foram utilizados filtros passa baixa e excluídos os dados de amplitude menores que  $0,1 \text{ m s}^{-2}$ . O sinal, portanto, culmina no espectro de frequência, que evidencia as frequências características por meio dos picos de amplitude que caracterizam a maior concentração de energia em determinados pontos do espectro.

As médias RMS foram determinadas a partir dos dados de aceleração (Equação 5.1) pois tais médias contemplam a tendência central dos dados e a dispersão da vibração.

$$a_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N a_i^2} \quad \text{Equação 5.1}$$

em que,

$a_{RMS}$  é a aceleração RMS, em  $\text{m s}^{-2}$ ;

$N$  o número de ocorrência de aceleração;

$a$  os dados de aceleração, em  $\text{m s}^{-2}$ .

O cálculo da aceleração RMS, neste trabalho, visa quantificar a energia contida no movimento oscilatório e seu respectivo potencial de danos à exposição do operador. A partir dos dados RMS, foi mensurada a transmissibilidade de vibração, que é a relação entre os sinais de aceleração RMS de dois pontos de monitoramento de vibração, com o intuito de estabelecer se há redução ou aumento na severidade de vibração. A transmissibilidade de vibração foi medida entre os eixos dianteiro e assoalho ( $T_1$ ) e traseiro e assoalho ( $T_2$ ) e entre

o assoalho e o assento ( $T_3$ ), objetivando aferir os níveis de vibração a que o operador está exposto. Os valores de transmissibilidade foram determinados pelas Equações 5.2, 5.3 e 5.4.

$$T_1 = \frac{RMS_{\text{assoalho}}}{RMS_{\text{eixo dianteiro}}} \quad \text{Equação 5.2}$$

$$T_2 = \frac{RMS_{\text{assoalho}}}{RMS_{\text{eixo traseiro}}} \quad \text{Equação 5.3}$$

$$T_3 = \frac{RMS_{\text{assento}}}{RMS_{\text{assoalho}}} \quad \text{Equação 5.4}$$

em que,

$T_1$ ,  $T_2$  e  $T_3$  são as transmissibilidades de vibração, em ;

$RMS_{\text{assento}}$  é a aceleração RMS encontrado no assento do operador, em  $m s^{-2}$ ;

$RMS_{\text{assoalho}}$  é a aceleração RMS encontrado no assoalho da cabine de operação, em  $m s^{-2}$ ;

$RMS_{\text{eixo dianteiro}}$  é a aceleração RMS encontrado em cada eixo, em  $m s^{-2}$ ;

$RMS_{\text{eixo traseiro}}$  é a aceleração RMS encontrado em cada eixo, em  $m s^{-2}$ .

Conforme norma ISO 2631-1 (1997), o sinal da aceleração pode ser resumido a um valor total ponderado a partir de coordenadas ortogonais. A Equação 5.5 determina tal valor.

$$a_v = (k_x^2 a_{wx}^2 + k_y^2 a_{wy}^2 + k_z^2 a_{wz}^2)^{1/2} \quad \text{Equação 5.5}$$

em que,

$a_{wx}$ ,  $a_{wy}$ ,  $a_{wz}$  são os valores eficazes das acelerações ponderadas relativas aos eixos ortogonais x, y e z, respectivamente, em  $m s^{-2}$ ;

$k_x$ ,  $k_y$ ,  $k_z$  são fatores multiplicativos.

Na ISO 2631-1 (1997), a média ponderada que visa os efeitos da vibração periódica em pessoas sentadas expostas à VCI em termos de saúde, possui os seguintes valores dos fatores multiplicativo:  $k_x = 1,4$ ,  $k_y = 1,4$  e  $k_z = 1$ .

## 2.2. Variáveis avaliadas durante as operações de campo

Considerando que os fatores variáveis velocidade de operação e pressão de insuflação de pneus, corriqueiramente são diversificados, muitas vezes um em função do

outro em operações de campo. O experimento foi realizado considerando-se diferentes níveis para tais fatores, com o intuito de caracterizar fidedignamente a operação de pulverização.

Uma vez que a maioria das aplicações realizadas pelo pulverizador autopropelido são executadas a  $11 \text{ kmh}^{-1}$ , as velocidades escolhidas para a realização do experimento foram de 10, 11 e  $12 \text{ km h}^{-1}$ , sendo denominadas V1, V2 e V3, respectivamente. As variações de pressão P1, P2 e P3 corresponderam às pressões de 48 psi, 50 psi e 52 psi.

O pulverizador autopropelido dispunha de compressor próprio, o qual foi utilizado para alterar as pressões, junto com o aferidor de pressão.

Na Tabela 5.1 consta o delineamento experimental realizado. A distância percorrida para avaliação dos fatores analisados foi de 50 m, considerando-se a velocidade de operação já estabilizada, o que caracterizou uma unidade experimental. A distância percorrida pela máquina foi controlada a partir do aplicativo Strava.

Tabela 5.1: Delineamento experimental empregado, em que “P” representa as pressões e “V” representa as velocidades.

	V1	V2	V3
P1	P1xV1	P1xV2	P1xV3
P2	P2xV1	P2xV2	P2xV3
P3	P3xV1	P3xV2	P3xV3

Fonte: Da autora, 2020.

### 2.3. Análise estatística dos dados

Foram avaliadas as variáveis resposta severidade de vibração e transmissibilidade de vibração, a partir de um experimento segundo delineamento inteiramente casualizado, em esquema fatorial  $3 \times 3$ , com 4 repetições. Os fatores avaliados foram pressão (P1, P2 e P3) e velocidade (V1, V2 e V3).

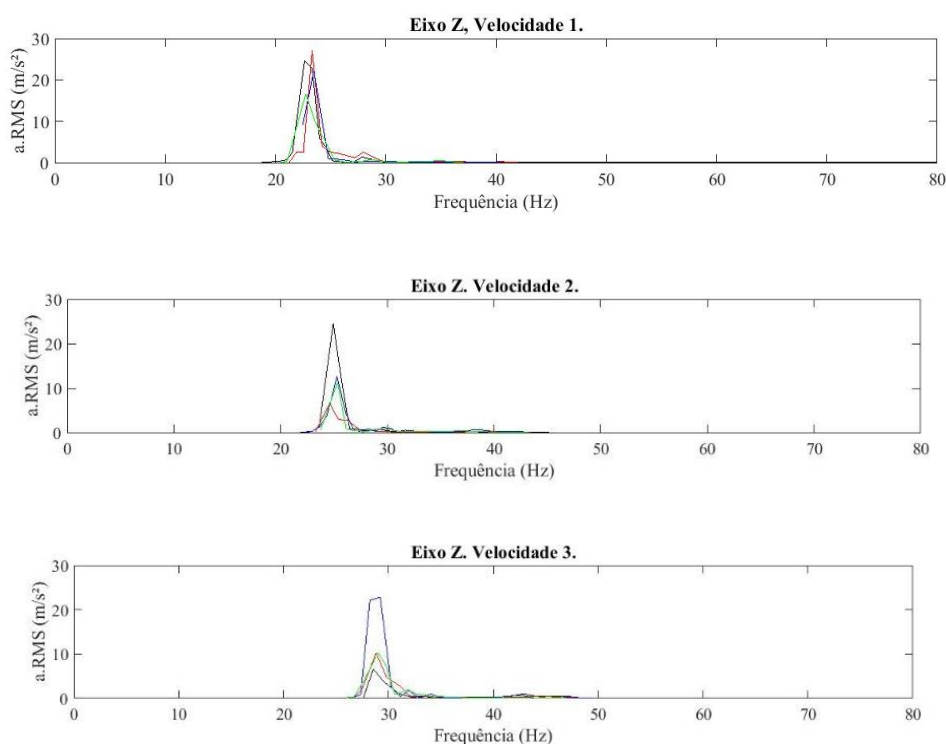
Os dados foram submetidos a testes de normalidade e, quando atenderam aos requisitos de normalidade, foram submetidos à análise de variância considerando significância de, ao menos, 5% de probabilidade. Foram avaliadas as interações duplas entre os fatores estudados, sendo os resultados quantitativos avaliados segundo análise de regressão.

Todas as análises estatísticas foram realizadas no programa computacional R (R Development Core Team, 2012).

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Fixando-se a pressão P1 para os dados do eixo Z, no assento do operador, e variando-se as três velocidades foram encontrados os espectros de frequência apresentados na Figura 5.4.

Figura 5.4: Desdobramento do espectro de frequência para a variável velocidade no assento, em que cada cor representa uma das 4 repetições.



Fonte: Da autora, 2021.

Na Figura 5.4 pode-se observar que com o aumento da velocidade há aumento das frequências correspondentes aos picos de aceleração RMS. Na velocidade V1, os picos se dão entre 22 e 24 Hz, na velocidade V2, os picos se dão entre 25 e 26 Hz, e na velocidade V3, os picos ocorrem entre 28 e 29 Hz.

Em um trabalho que aferiu a transmissibilidade de vibração dentro da cabine e fora da cabine de um trator de 85 cv acoplado a um escarificador, variando velocidade de avanço, profundidade de escarificação e tipos de lastro, Pinho et al. (2014) observaram acentuação da transmissibilidade de vibração para a faixa de 0 a 15 Hz para o lastro metálico

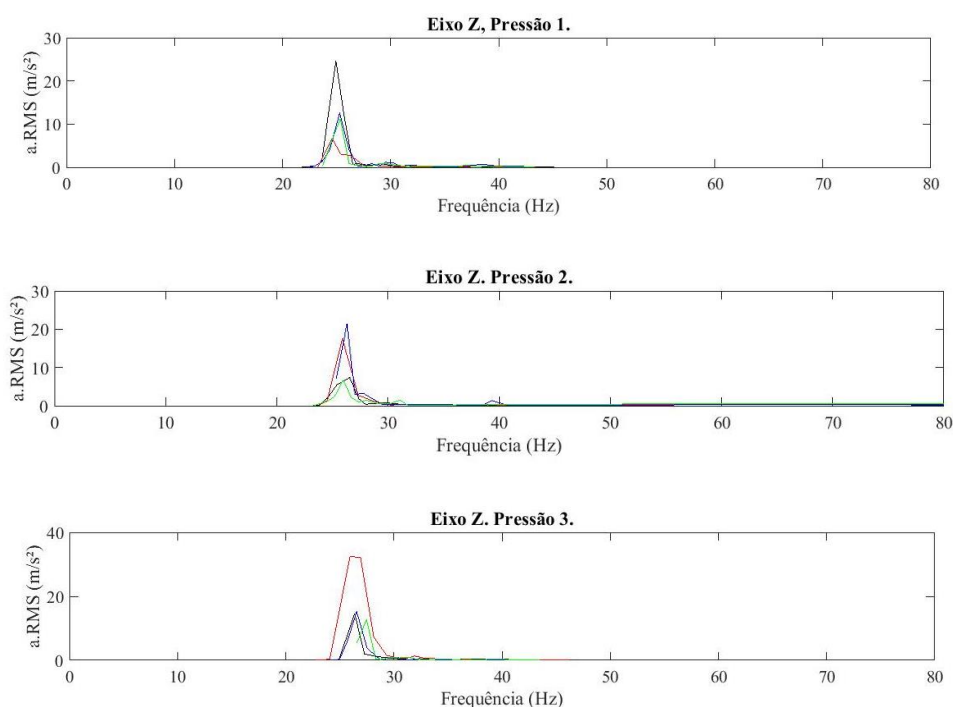


total, para a faixa de 0 a 19 Hz para o lastro metálico parcial e para a faixa de 71 a 76 Hz para o lastro líquido total.

Baesso et al. (2014) avaliaram a severidade de vibração em quatro tratores, com diferentes potências, para os quais nas faixas de frequência entre 5 e 10 Hz apresentaram valores de aceleração RMS toleráveis, de acordo com a norma ISO 2631-1 (1997), para um turno de trabalho de oito horas. Corroborando com o presente estudo, as faixas de frequência entre 20 e 30 Hz, para os tratores estudados, apresentaram altos valores de acelerações RMS, no sentido vertical (eixo Z).

Fixando-se a velocidade V2 para os dados do eixo Z, no assento do operador, e variando-se as três pressões foram encontrados os espectros de frequência apresentados na Figura 5.5.

Figura 5.5: Desdobramento do espectro de frequência para a variável pressão no assento.



Fonte: Da autora, 2021.

No desdobramento da pressão de insuflação dos pneus não há aumento significativo das frequências correspondentes aos picos de aceleração RMS, pois nas três pressões de insuflação, conforme Figura 5.5, os picos de aceleração concentram-se nas frequências de 25 e 26 Hz. Diferente do que aconteceu no experimento de Ribas et al. (2014), em que os autores encontraram valores maiores para as maiores pressões de insuflação,

embora estatisticamente tais valores não apresentaram diferenças significativas ao nível de 1% de probabilidade pelo teste de Tukey. O experimento se deu a partir de um Analisador de Vibrações no Corpo Humano, modelo 4447, da Brüel & Kjaer instalado na interface entre operador e assento, em um trator acoplado a uma semeadora, em que se variou as pressões de insuflação dos pneus do trator afim de encontrar as acelerações RMS a que o operador estava exposto. Os autores salientam ainda que, para todas as pressões de insuflação dos pneus, em todos os sentidos de coleta de dados, as acelerações RMS enquadraram-se em “extremamente desconfortável”, segundo a norma ISO 2631-1 (1997).

Nas Tabelas 5.2 e 5.3 são apresentados os resultados para as análises de variância das acelerações RMS determinadas nos eixos traseiro, dianteiro, assoalho da cabine, assento do operador e transmissibilidades, considerando-se os fatores avaliados e a interação entre eles.

Tabela 5.2: Principais resultados da análise de variância das acelerações RMS determinadas nos eixos traseiro, dianteiro, assoalho da cabine e assento do operador.

	<b>Eixo dianteiro</b>	<b>Eixo traseiro</b>	<b>Assoalho da cabine</b>	<b>Assento do operador</b>
<b>P</b>	F = 186,4 p = 2e-16 *	F = 412,6 p = 2e-16 *	F = 149,761 p = 2,43e-15 *	F = 38,23 p = 1,33e-08 *
<b>V</b>	F = 103,3 p = 2,22e-13 *	F = 225,6 p = 2e-16 *	F = 16,626 p = 1,97e-05 *	F = 22,02 p = 2,12e-06 *
<b>P:V</b>	F = 335,7 p = 2e-16 *	F = 217,8 p = 2e-16 *	F = 4,776 p = 0,00481 *	F = 51,58 p = 2,94e-12 *

\*Significativo ao nível de 5% de probabilidade.

Fonte: Da autora, 2021.

Tabela 5.3: Principais resultados da análise de variância das acelerações RMS para as transmissibilidades.

	<b>T<sub>1</sub></b>	<b>T<sub>2</sub></b>	<b>T<sub>3</sub></b>
<b>P</b>	F = 182,926 p = 2e-16 *	F = 118,77 p = 4,17e-14 *	F = 18,31 p = 9,44e-06 *
<b>V</b>	F = 3,861 p = 0,0335 *	F = 19,12 p = 6,73e-06 *	F = 16,06 p = 2,54e-05 *
<b>P:V</b>	F = 30,148 p = 1,32e-09 *	F = 16,34 p = 6,50e-07 *	F = 45,56 p = 1,26e-11 *

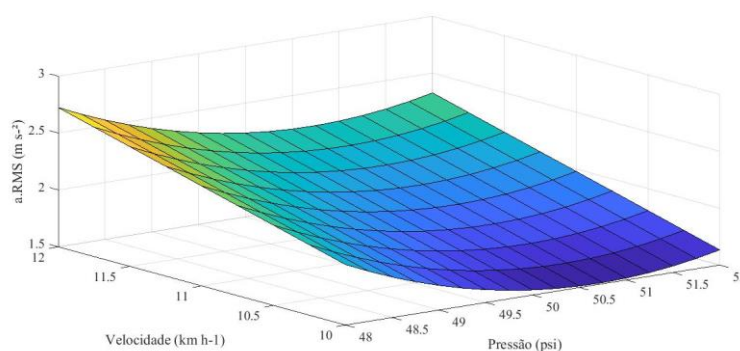
\*Significativo ao nível de 5% de probabilidade.

Fonte: Da autora, 2021.

A partir dos resultados da análise de variância, em que os fatores pressão, velocidade, e a interação entre eles foram significativos para todos os pontos de coleta de dados, bem como significativos para as transmissibilidades, optou-se por avaliar a interação entre tais fatores a partir das superfícies de respostas.

O modelo selecionado para o eixo dianteiro, apresentou coeficiente de determinação de 0,78 e está apresentado na Figura 5.6. A Equação 5.6 representa o modelo obtido a partir da análise de regressão que avaliou a interação entre pressão de insuflação e velocidade no eixo dianteiro do pulverizador autopropelido.

Figura 5.6: Superfície de resposta para as acelerações RMS no eixo dianteiro em função da velocidade de deslocamento e pressão de insuflação dos pneus.



Fonte: Da autora (2021).

$$\text{RMS}_{ed} = 182,96 - 7,30 P + 0,35 V + 0,07 P^2$$

Equação 5.6

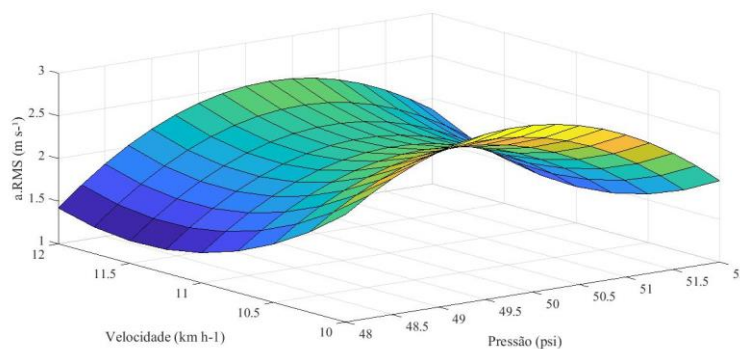
A máxima aceleração RMS no eixo dianteiro ocorreu na velocidade 12 km h<sup>-1</sup>, para a pressão de 48 psi. Os valores das acelerações RMS no eixo dianteiro corresponderam entre 1,5 e 2,7 m s<sup>-2</sup>, que pela norma ISO 2631-1 (1997) enquadram-se em “muito desconfortável”, para os valores entre 1,25 e 2,5 m s<sup>-2</sup>, e em “extremamente desconfortável”, para os valores acima de 2 m s<sup>-2</sup>. A partir dos valores encontrados no eixo dianteiro do pulverizador, o valor-limite de exposição, segundo a Diretiva Europeia 2002/44/CE, é de 4 horas e 23 minutos.

Villibor et al. (2014) mensuraram a severidade de vibração nos eixos dianteiro e traseiro de um trator agrícola em operações de aração e gradagem considerando o acionamento e o não acionamento da tração dianteira auxiliar (TDA). Para a operação de aração as maiores acelerações RMS se deram para a tração não acionada, sendo de 1,14m

$s^{-2}$  para o eixo traseiro e de  $1,36 \text{ m s}^{-2}$  para o eixo dianteiro. Já para a operação de gradagem, a maior aceleração RMS no eixo dianteiro se deu com o acionamento da TDA, atingindo o valor de  $1,26 \text{ m s}^{-2}$ , mas para o eixo traseiro, a maior aceleração RMS ocorreu sem o acionamento da TDA ( $1,07 \text{ m s}^{-2}$ ). Valores estes próximos às mínimas encontradas no presente estudo para os eixos dianteiro e traseiro.

O modelo que corresponde às acelerações RMS para o eixo traseiro do pulverizador está apresentado na Figura 5.7, e possui coeficiente de determinação de 0,56. A Equação 5.7 representa o modelo no que tange à interação entre pressão de insuflação e velocidade no eixo traseiro.

Figura 5.7: Superfície de resposta para as acelerações RMS no eixo traseiro em função da velocidade de deslocamento e pressão de insuflação dos pneus.



Fonte: Da autora (2021).

$$RMS_{et} = -415,17 + 20,17 P - 15,66 V + 0,09 PV - 0,21 P^2 + 0,49 V^2 \quad \text{Equação 5.7}$$

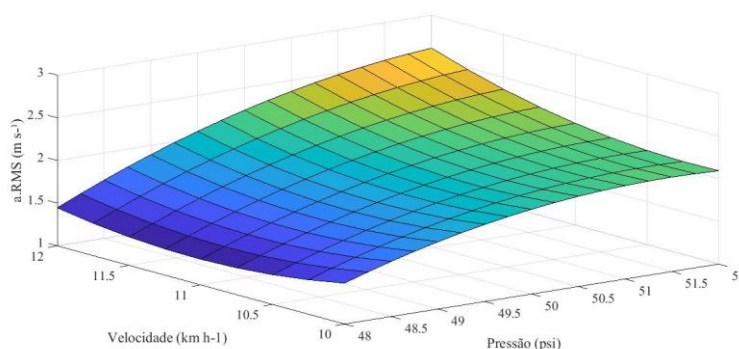
A partir da Figura 5.7 é possível observar que a máxima aceleração RMS se deu na velocidade de  $10 \text{ km h}^{-1}$ , para a pressão de  $50 \text{ psi}$ . Os valores de aceleração RMS para o eixo traseiro do pulverizador ( $1,5 - 2,5 \text{ m s}^{-2}$ ) podem se enquadrar nas categorias, segundo a norma ISO 2631-1 (1997), de “desconfortável”, para os valores entre  $0,8$  e  $1,6 \text{ m s}^{-2}$ , de “muito desconfortável”, para os valores entre  $1,25$  e  $2,5 \text{ m s}^{-2}$ , e de “extremamente desconfortável” para os valores maiores que  $2 \text{ m s}^{-2}$ . Conforme a Diretiva Europeia, o valor-limite para o eixo traseiro do operador é de 4 horas e 36 minutos.

Valores de até  $115,62 \text{ m s}^{-2}$  no sentido transversal ao deslocamento do trator, foram encontrados por Cunha et al. (2009), com o motor operando em rotação de  $2000 \text{ rpm}$ , com os transdutores afixados no assento do operador, com o trator acoplado a um arado de

3 discos. No mesmo trabalho, para o trator acoplado a uma grade *off-set* de 14 discos, a máxima aceleração RMS encontrada, também no sentido transversal ao deslocamento do trator, foi de  $24,11 \text{ m s}^{-2}$ , também para a maior rotação experimental do motor, de 2000 rpm. Este estudo encontrou valores aceitáveis pela norma ISO 2631-1 (1997) para os sentidos vertical e longitudinal, no entanto, para o sentido transversal os valores alcançaram patamares inaceitáveis, para uma carga horária de oito horas diárias de trabalho.

O modelo selecionado para o assoalho da cabine de operação está representado na Figura 5.8, em que a máxima aceleração RMS se deu na velocidade de  $12 \text{ km h}^{-1}$  e na pressão de 52 psi. O coeficiente de determinação foi de 0,91 e a Equação 5.8 representa o modelo para o assoalho da cabine.

Figura 5.8: Superfície de resposta para as acelerações RMS no assoalho em função da velocidade de deslocamento e pressão de insuflação dos pneus.



Fonte: Da autora (2021).

$$RMS_{\text{assoalho}} = - 82,48 + 4,65 P - 6,90 V + 0,07 PV - 0,05 P^2 + 0,16 V^2 \quad \text{Equação 5.8}$$

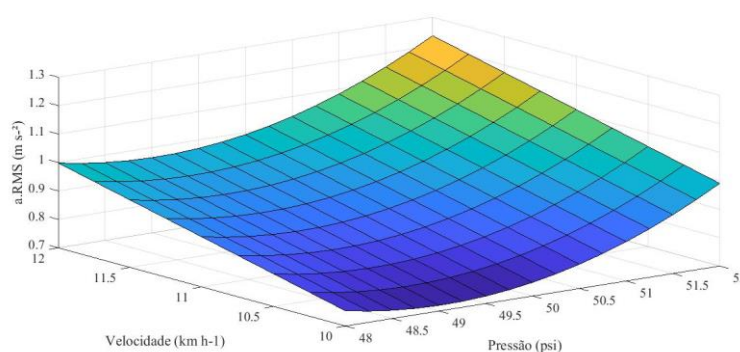
No assoalho da cabine de operação do pulverizador, os valores das acelerações RMS enquadraram-se entre  $1,5 - 2,7 \text{ m s}^{-2}$ , e segundo a norma ISO 2631-1 (1997) a classificação se dá em “desconfortável”, “muito desconfortável” e “extremamente desconfortável”, conforme supracitado para o eixo traseiro do pulverizador. Para o valor médio encontrado no assoalho da cabine de operação do pulverizador, conforme a Diretiva Europeia 2002/44/CE, o valor-limite de exposição é de 4 horas e 23 minutos.

Santos Filho et al. (2003) avaliaram a severidade de vibração na base do assento e no assento do operador de um trator de 75 cv acoplado a uma grade destorroadora-niveladora *off-set*, variando a velocidade de avanço ( $5, 6 \text{ e } 7 \text{ km h}^{-1}$ ), e encontraram valores

acima dos limites aceitáveis pela norma ISO 2631-1 (1997). Para a base do assento a maior aceleração RMS encontrada foi de  $20 \text{ m s}^{-2}$ , enquanto para o assento a máxima foi de  $2,5 \text{ m s}^{-2}$ . Os autores ressaltaram que os altos valores de aceleração RMS encontrados se devem ao deslocamento do trator sobre superfície arada e ao implemento tracionado.

A Equação 5.9 representa o modelo obtido para os dados de aceleração RMS no assento do operador, em que o coeficiente de determinação foi de 0,63. A Figura 5.9 expressa a superfície que representa a interação entre os fatores pressão de insuflação e velocidade, no assento do operador.

Figura 5.9: Superfície de resposta para as acelerações RMS no assento em função da velocidade de deslocamento e pressão de insuflação dos pneus.



Fonte: Da autora (2021).

$$RMS_{\text{assento}} = 74,11 - 3,04 P + 0,12 V + 0,03 P^2 \quad \text{Equação 5.9}$$

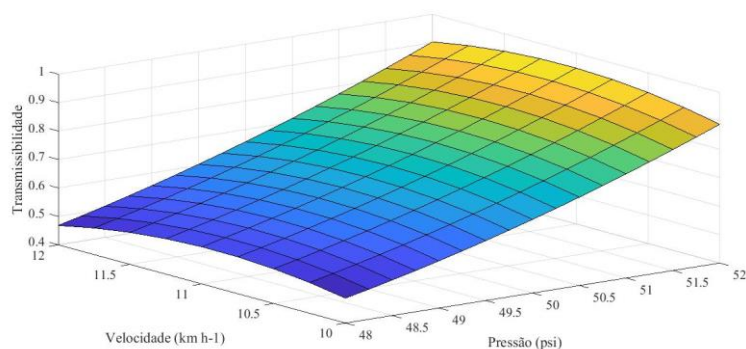
No assento do operador, as máximas acelerações RMS se deram na velocidade de  $12 \text{ km h}^{-1}$ , para a pressão de insuflação de 52 psi. Os valores das acelerações RMS para o assento ( $0,8 - 1,25 \text{ m s}^{-2}$ ), de acordo com a norma ISO 2631-1, enquadram-se em “desconfortável” ( $0,8 - 1,6 \text{ m s}^{-2}$ ). O valor-limite de exposição para o assento do operador, segundo a Diretiva Europeia 2002/44/CE é de 9 horas.

Silva et al. (2017) instalaram um acelerômetro na base do posto de operação para mensurar a severidade de vibração em um trator de 85 cv, variando a velocidade de avanço ( $4, 8$  e  $14 \text{ km h}^{-1}$ ) e a pressão de insuflação dos pneus (14, 20 e 26 psi). Ao se aumentar a velocidade de avanço e a pressão de insuflação de pneus, aumentaram-se os níveis de acelerações RMS registrados.

O modelo que expressa a Transmissibilidade  $T_1$ , do eixo dianteiro para o assoalho da cabine é regido pela Equação 5.10 e possui coeficiente de determinação de 0,67.

Na Figura 5.10 está a superfície de resposta correspondente à Transmissibilidade  $T_1$ , em que as máximas ocorreram para todos os valores de velocidade para a pressão de 52psi, no entanto, não aconteceram valores de Transmissibilidade maiores que 1.

Figura 5.10: Superfície de resposta para  $T_1$  em função da pressão de insuflação dos pneus e velocidade de deslocamento do pulverizador.



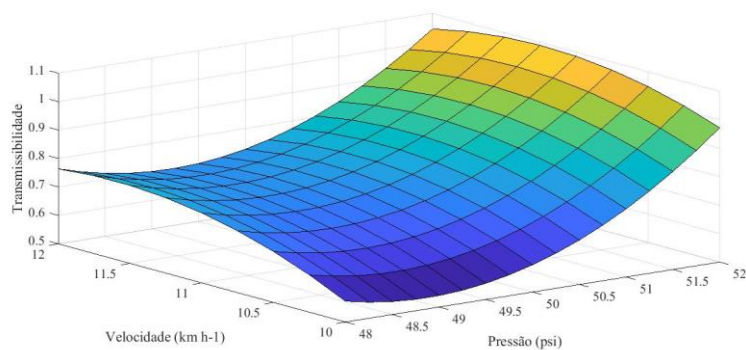
Fonte: Da autora (2021).

$$RMS_{T_1} = 9,42 - 0,66 P + 0,94 V + 0,01 PV + 0,01 P^2 - 0,05 V^2$$

Equação 5.10

O modelo que expressa a transmissibilidade  $T_2$ , do eixo traseiro para o assoalho da cabine se dá pela Equação 5.11 e possui coeficiente de determinação de 0,72. Na Figura 5.11 é possível observar que para as pressões de insuflação entre 51,5 e 52 psi, para todos os valores de velocidade superiores a 10,5 km h<sup>-1</sup> aconteceram transmissibilidades maiores que 1. Observa-se que a estabilidade do eixo traseiro faz com que a severidade de vibração no mesmo seja inferior à severidade de vibração no assoalho da cabine de operação. A posição do eixo traseiro em relação à cabine de operação, também favorece para que ocorram menores valores de aceleração RMS.

Figura 5.11: Superfície de resposta para  $T_2$  em função da pressão de insuflação dos pneus e velocidade de deslocamento do pulverizador.

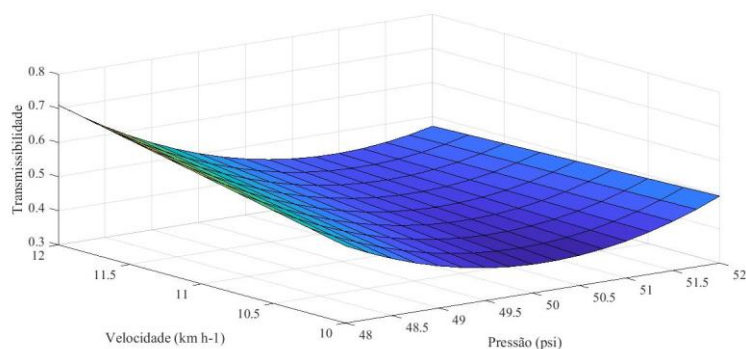


Fonte: Da autora (2021).

$$RMS_{T_2} = 88,83 - 4,17 P + 2,51 V - 0,01 PV + 0,04 P^2 - 0,08 V^2 \quad \text{Equação 5.11}$$

Para a transmissibilidade  $T_3$ , a Equação 5.12 representa o modelo para o qual o coeficiente de determinação foi de 0,61. O modelo selecionado para a transmissibilidade  $T_3$  encontra-se representado a partir da superfície de resposta da Figura 5.12. A máxima transmissibilidade ocorreu na velocidade de  $12 \text{ km h}^{-1}$ , para o valor de pressão de insuflação de 48 psi, no entanto, não houve transmissibilidade acima de 1, o que valida o assento em se tratando da atenuação da vibração mecânica que atinge a cabine do pulverizador.

Figura 5.12: Superfície de resposta para  $T_3$  em função da pressão de insuflação dos pneus e velocidade de deslocamento do pulverizador.



Fonte: Da autora (2021).

$$RMS_{T_3} = 66,76 - 2,92 P + 1,34 V - 0,03 PV + 0,03 P^2 \quad \text{Equação 5.12}$$



Adam et al. (2020) aferiram a transmissibilidade de vibração em um assento de trator, em um ambiente de teste, em que os acelerômetros foram dispostos um na base do assento, próximo ao *shaker* que propagava as vibrações, e o outro na interface entre assento e nádegas do operador. Os autores consideraram as acelerações RMS de excitação do sistema de 0,5, 1,0 e 2,0  $\text{m s}^{-2}$ , para as quais, correspondem às frequências de ressonância de 4,75, 2,25 e 2,0 Hz, respectivamente. As transmissibilidades para cada uma das acelerações RMS de excitação foram de 1,09, 1,19 e 1,36, respectivamente. O que difere do presente estudo, uma vez que os valores encontrados foram resultados a partir de excitações involuntárias, e não focadas nas acelerações de ressonância, provenientes do deslocamento do pulverizador.

#### 4. CONCLUSÕES

Nas condições em que o trabalho foi realizado pode-se concluir que:

- Com o aumento da velocidade de avanço, as faixas de frequência em que ocorreram maiores níveis de aceleração aumentaram;

- Tanto para o assoalho da cabine, quanto para o assento do operador, os níveis de aceleração RMS foram classificados como “desconfortável” e “muito desconfortável” para uma carga horária de trabalho de 8h, conforme a norma ISO 2631-1 (1997), o que indica que os níveis de vibração que acometem o operador de máquinas agrícolas devem ser reduzidos;

- Para a transmissibilidade  $T_2$ , que corresponde à relação das acelerações RMS entre o eixo traseiro e o assoalho da cabine de operação, aconteceram valores maiores que 1. Isso pode ter ocorrido devido ao posicionamento da cabine em relação ao eixo, e a maior estabilidade que o eixo traseiro possui;

- A transmissibilidade de vibração do assoalho para o assento ( $T_3$ ) foi inferior a 1 em todos os cenários avaliados o que indica que o amortecimento do assento é efetivo, uma vez que a severidade de vibração que acomete o assento do operador é inferior à severidade de vibração do assoalho da cabine.

## REFERÊNCIAS

ADAM, S. A.; JALIL, N. A. A. Vertical Suspension Seat Transmissibility and SEAT Values for Seated Person Exposed to Whole-body Vibration in Agricultural Tractor Preliminary Study. **Procedia Engineering**, v. 170, p. 435-442, 2017.

ADAM, S. A. et al. The effect of posture and vibration magnitude on the vertical vibration transmissibility of tractor suspension system. **International Journal of Industrial Ergonomics**. v. 80, 2020.

ALVARENGA, C. B. & CUNHA, J. P. A. R. Aspectos qualitativos da avaliação de pulverizadores hidráulicos de barra na região de Uberlândia, Minas Gerais. **Eng. Agríc., Jaboticabal**, v.30, n.3, p.555-562, 2010.

BAESSO, M. M. et al. Noise and Vibration of Tractors : An Ergonomic Evaluation. **International Journal of Applied Science and Technology**. v. 4, n. 4, 2014.

BOVENZI, M.; BETTA, A. Low-back disorders in agricultural tractor drivers exposed to whole- body vibration and postural stress. **Applied Ergonomics**, v. 25, n. 4, p. 231–241, 1994.

CUNHA, J. P. A. R. et al. Avaliação dos níveis de vibração e ruído emitidos por um trator agrícola em preparo de solo. **Pesq. Agropec. Trop.** v. 39, n. 4, p. 348-355, 2009.

CUTINI, M.; COSTA, C.; BISAGLIA, C. Development of a simplified method for evaluating agricultural tractor's operator whole body vibration. **Journal of Terramechanics**, v. 63, p. 23-32, 2016.

FERREIRA, A. L.; BALTHAZAR, J. M.; PONTES JÚNIOR, B. R. Influência da suspensão na segurança e no conforto de um pulverizador autopropelido. Artigo técnico - **Engenharia Agrícola, Jaboticabal**, v. 30, n. 4, p. 753-760, 2010.

ISO 2631-1, **Mechanical vibration and shock: evaluation of human exposure to whole-body vibration. Part I: general requirements**. Switzerland: International Standard, 1997.

LANGER, T. H.; EBBESEN, M. K.; KORDESTANI, A. Experimental analysis of occupational whole-body vibration exposure of agricultural tractor with large square baler. **International Journal of Industrial Ergonomics**, v. 47, p. 79-83, 2015.

OLSHAUSEN, B. A. **Aliasing 1 Nyquist sampling theorem**. p. 1-6, 2000.

PINHO, M. S. et al. Efetividade de um coxim de cabina do trator agrícola na atenuação. **Revista Ciência Agronômica**, v 45. p. 461-468, 2014.

RIBAS, R. L.; FRANTZ, U. G.; FARIAS, M. S. DE. Exposição humana à vibrações de corpo inteiro em um trator agrícola com pneus radiais. **Ciência Rural**, v. 44, n. 9, p. 1589-1595, 2014.

SANTOS, L. N. et al. Avaliação dos níveis de ruído e vibração de um conjunto trator-pulverizador, em função da velocidade de trabalho. **Engenharia na agricultura**, v. 22, n. 2, p. 112-118, 2013.

SANTOS FILHO P. F. et al. Avaliação dos níveis de vibração vertical no assento de um trator agrícola de pneus utilizando um sistema de aquisição automático de dados. **Sociedade de Investigações Florestais**. v.27, n.6, p. 887–895, 2003.

SILVA, A. C. et al. Ruído e vibração no posto de operação de um trator agrícola em função da pressão dos pneus e velocidade operacional. **Revista Engenharia na Agricultura**, v 25, p. 454-458, 2017.

VILLIBOR, G. P.; SANTOS F. L.; QUEIROZ, D. M.; GUEDES, D. M. Vibration levels on rear and front axles of a tractor in agricultural operations. **Acta Scientiarum**, v. 36, n. 1, p. 7-14, 2014.

## CAPÍTULO 6 – CONCLUSÕES GERAIS

Este trabalho teve como objetivo analisar a severidade de vibração que acomete o operador de máquinas agrícolas em um trator agrícola, em um conjunto mecanizado composto pelo trator e por uma semeadora-adubadora, e por um pulverizador autopropelido.

Esta análise foi dividida em três partes: a primeira compõe o estudo focado no trator operando sem acoplamento de implementos, a segunda que corresponde ao estudo da severidade de vibração comparando-se o trator operando sem acoplamento e com o conjunto mecanizado composto pelo trator e semeadora-adubadora, e a terceira que analisou o comportamento vibracional no pulverizador autopropelido.

A partir da instrumentação, tanto do trator quanto do pulverizador, nos eixos dianteiros e traseiros, nos assoalhos das cabines de operação e nos assentos dos operadores, pôde-se mensurar as acelerações RMS que chegaram a tais pontos de coleta, bem como calcular a transmissibilidade entre esses pontos. Os espectros de frequência também foram gerados submetendo os dados das acelerações RMS à Transformada Rápida de Fourier por meio do software MatLab.

Os experimentos foram realizados levando em consideração diferentes fatores. Para o experimento com o trator operando sem acoplamento levou-se em consideração diferentes velocidades de avanço, diferentes declividades e diferentes pressões de insuflação dos pneus, e esses fatores apresentaram diferenças significativas entre eles, bem como as interações duplas e tripla para os diferentes pontos de coleta de dados, o que conduziu para que essas diferenças fossem analisadas através do teste Tukey, para os fatores qualitativos, e pela superfície de resposta, para os fatores quantitativos. Em que, a velocidade foi o fator que ao passo que aumentou, aumentou as acelerações RMS. O primeiro experimento apresentou transmissibilidade maior que 1 entre o eixo dianteiro e o assoalho na declividade D1, e entre o eixo traseiro e o assoalho em ambas as declividades.

Para a comparação entre trator sem e com acoplamento, os fatores considerados foram as diferentes velocidades de avanço, as diferentes declividades e o fator máquina. Fatores estes que, isolados ou interagindo, resultaram em diferenças significativas, a partir da análise de variância, na maioria dos pontos de coleta dos dados. A partir do resultado da análise de variância, os fatores foram avaliados pelo teste de Tukey e pelo teste de regressão. Estes testes demonstraram que para todos os pontos de coleta de dados aconteceram diferenças significativas entre o acoplamento e o não acoplamento da semeadora-adubadora, em que o conjunto mecanizado apresentou acelerações RMS inferiores às encontradas para

o trator sem acoplamento. A declividade íngreme (D2) apresentou acelerações RMS superiores às acelerações RMS da área plana (D1), e o aumento da velocidade de avanço também resultou no aumento das acelerações RMS.

Para o experimento com o pulverizador autopropelido os fatores considerados foram a velocidade de avanço e a pressão de insuflação dos pneus. Para estes fatores, bem como para a interação entre eles, a análise de variância apresentou diferenças significativas para todos os pontos de coleta de dados. Essas diferenças foram analisadas a partir da superfície de resposta para cada ponto de coleta, e pelo espectro de frequências pôde-se observar que com o aumento da velocidade de avanço as faixas de frequências que apresentaram picos de aceleração RMS aumentaram. Para a transmissibilidade entre o eixo traseiro e o assoalho da cabine de operação aconteceram valores maiores que 1.

Para todos os experimentos os valores de transmissibilidade do assoalho da cabine para o assento do operador foram inferiores a 1, o que indica que o assento faz o papel de reduzir a carga vibracional que acomete a cabine de operação, para que o operador receba níveis menores de aceleração RMS. No entanto, também para todos os experimentos, os resultados encontrados para o assento do operador, conforme a norma ISO 2631-1 (1997), revelaram que a severidade de vibração enquadrou-se em “desconfortável” e “muito desconfortável” ao operador.