

JÉSSICA PONTES RANGEL

**AVALIAÇÃO DE TRANSMISSIBILIDADE DE VIBRAÇÃO DE UM CONJUNTO
TRATOR-SEMEADORA-ADUBADORA EM SISTEMAS DE PLANTIO DIRETO E
CONVENCIONAL**

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

Orientador: Haroldo Carlos Fernandes

Coorientadores: Geice Paula Villibor
Marconi Ribeiro Furtado Júnior

**VIÇOSA - MINAS GERAIS
2021**

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Central da Universidade Federal de Viçosa - Campus Viçosa

T

R196a
2021 Rangel, Jéssica Pontes, 1991-
Avaliação de transmissibilidade de vibração de um conjunto trator-semeadora-adubadora em sistemas de plantio direto e convencional / Jéssica Pontes Rangel. – Viçosa, MG, 2021.
1 tese eletrônica (96 f.): il. (algumas color.).

Inclui apêndice.

Orientador: Haroldo Carlos Fernandes.

Tese (doutorado) - Universidade Federal de Viçosa,
Departamento de Engenharia Agrícola, 2021.

Referências bibliográficas: f. 79-94.

DOI: <https://doi.org/10.47328/ufvbbt.2021.222>

Modo de acesso: World Wide Web.

1. Tratores agrícolas. 2. Ergonomia. 3. Vibração.
4. Métodos de simulação. I. Fernandes, Haroldo Carlos, 1959-.
II. Universidade Federal de Viçosa. Departamento de Engenharia Agrícola. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola.
III. Título.

CDD 22. ed. 631.372

JÉSSICA PONTES RANGEL

**AVALIAÇÃO DE TRANSMISSIBILIDADE DE VIBRAÇÃO DE UM CONJUNTO
TRATOR-SEMEADORA-ADUBADORA EM SISTEMAS DE PLANTIO DIRETO E
CONVENCIONAL**

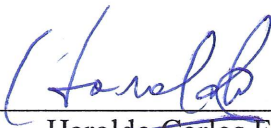
Tese apresentada à Universidade Federal de Viçosa, como parte das exigências do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, para obtenção do título de *Doctor Scientiae*.

APROVADA: 30 de junho de 2021.

Assentimento:



Jéssica Pontes Rangel
Autora



Haroldo Carlos Fernandes
Orientador

*“For when your world seems to crumble again
Don't be afraid, don't turn away
You're the one who can redefine it
Don't let hope become a memory
Let the shadow permeate your mind,
And reveal the thoughts that were tucked away
So that the door can be opened again
Within your darkest memories
Lies the answer if you dare to find it
Don't let hope become a memory*

(...)

*When you think all is forsaken
Listen to me now (all's not forsaken)
You need never feel broken again
Sometimes darkness, can show you the light
Don't ignore, listen to me now
You need never feel broken again
Sometimes darkness, can show you the light”*

The Light - Disturbed

AGRADECIMENTOS

Primeiramente gostaria de agradecer a Deus por me conceder a vida e sempre iluminar o meu caminho.

Aos meus pais, pelo apoio incondicional, carinho, amor e dedicação, principalmente, com relação a minha formação e educação.

A minha avó Vera e minha tia Lucia por todo carinho, amor e torcida sempre, em tudo na minha vida.

Ao Matheus por todo o apoio, paciência, carinho, incentivo, amor e companheirismo.

A Universidade Federal de Viçosa e em especial ao Departamento de Engenharia Agrícola, pela estrutura, acolhimento e pela oportunidade de realização do programa de pós-graduação em Engenharia Agrícola.

Ao professor Haroldo, por ter confiado no meu trabalho, pela paciência e por ter acreditado que a construção dessa pesquisa era possível. Muito obrigada mesmo professor.

A professora Geice, pela paciência, por toda confiança e ajuda desde a graduação. Obrigada por tudo.

Ao professor Marconi, pelos ensinamentos, pela paciência e ajuda durante toda a pesquisa. Muito obrigada.

Ao professor Mauri, pela oportunidade de ter sido selecionada para o doutorado.

A Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) pela concessão do auxílio financeiro.

A todos os meus amigos e colegas do Laboratório de Mecanização Agrícola, em especial Dinha, Rafael, Gefferson, Juliana, Felipe, Raquel, Zenil, Priscila, Jorge, Rodrigo, Lucas, Amanda, Carol, Inglieth, Tiago, Wilson, Pastel, Hugo, Marcio e Flávio.

Aos funcionários do departamento que auxiliaram durante toda essa jornada.

E aos demais que de alguma forma contribuíram para a realização desse estudo, meu muito obrigada!

RESUMO

RANGEL, Jéssica Pontes, D.Sc., Universidade Federal de Viçosa, junho de 2021. **Avaliação de transmissibilidade de vibração de um conjunto trator-semeadora-adubadora em sistemas de plantio direto e convencional.** Orientador: Haroldo Carlos Fernandes. Coorientadores: Geice Paula Villibor e Marconi Ribeiro Furtado Júnior.

As operações agrícolas de semeadura são auxiliadas pelo uso de tratores agrícolas. Estas máquinas são capazes de produzir tração e potência indispensáveis para a realização das atividades no campo, por intermédio do processo de combustão interna no motor e pela relação de contato dos rodados com o solo. Os fatores que possibilitam o funcionamento dos tratores agrícolas, também, podem ser responsáveis por causar efeitos nocivos em operadores devido a exposição a determinados parâmetros de vibração. Posto isto, objetivou-se avaliar e simular a exposição a vibração incidente na interface assento-operador e mensurar a transmissibilidade das vibrações do piso do trator para o assento do operador, considerando dois tipos de manejo do solo (preparo convencional e plantio direto), três pressões internas dos pneus (10, 15 e 20 psi) e quatro velocidades de avanço (3, 5, 8, 10 km h⁻¹), durante a operação de semeadura. O experimento foi realizado na Universidade Federal de Viçosa, em esquema de parcelas subsubdivididas com 4 repetições, totalizado 96 unidades experimentais. Para a execução do experimento foi utilizado um trator 4x2 TDA (tração dianteira auxiliar) com potência no motor de 63 kW acoplado a uma semeadora-adubadora para plantio direto com cinco linhas. Os dados de vibração foram aferidos com o auxílio de acelerômetros de alta sensibilidade posicionados no assento, na base do assento, nos eixos dos rodados dianteiro e traseiro nas direções transversal e vertical. A modelagem e simulação do sistema foi realizada pelo uso do software *MATLAB-SimuLink*[®]. Verificou-se que as magnitudes das acelerações eficazes aferidas no assento e no piso da cabine do operador foram acima do limite de conforto estabelecido pela norma ISO 2631. Os valores de vibração nos rodados apresentaram maiores amplitudes que no assento e no piso, o que implica em atenuação dos níveis de vibração. A transmissibilidade calculada na direção vertical implicou em redução da vibração incidente no operador, enquanto que, a transmissibilidade estimada para a direção transversal acarretou amplificação dos efeitos de vibração no assento. Os dados adquiridos por meio da simulação computacional, apresentaram desvios menores que 15% em comparação aos aferidos experimentalmente.

Palavras-chave: Ergonomia. Exposição a vibração. Modelagem e simulação. Trator agrícola.

ABSTRACT

RANGEL, Jéssica Pontes, D.Sc., Universidade Federal de Viçosa, June, 2021. **Evaluation of vibration transmissibility of a tractor-planter-fertilizer set in no-tillage and conventional tillage systems.** Adviser: Haroldo Carlos Fernandes. Co-advisers: Geice Paula Villibor and Marconi Ribeiro Furtado Júnior.

Agricultural sowing operations are aided by the use of agricultural tractors. These machines are capable of generating the traction and power essential for carrying out activities in the field, through the internal combustion process in the engine and through the contact relationship between the wheels and the ground. The factors that make it possible for agricultural tractors to function, too, may be responsible for causing harmful effects on operators due to exposure to certain vibration parameters. That said, the objective was to evaluate and simulate exposure to incident vibration in the operator-seat interface and to measure the transmissibility of vibrations from the tractor floor to the operator's seat, considering two types of soil management (conventional tillage and no-tillage), three internal tire pressures (10, 15 and 20 psi) and four forward speeds (3, 5, 8, 10 km h⁻¹), during the sowing operation. The experiment was carried out at the Federal University of Viçosa, in a split-plot scheme with 4 replications, totaling 96 experimental units. For the execution of the experiment, a 4x2 FWD tractor (auxiliary front-wheel drive) with power in the 63 kW engine coupled to a planter-fertilizer machine for no-tillage with five rows. The vibration data were measured with the aid of highly sensitive accelerometers positioned on the seat, at the base of the seat, on the axles of the front and rear wheels in the Y and Z directions. The modeling and simulation of the system was performed using the MATLAB-SimuLink[®]. It is concluded that the magnitudes of the effective accelerations measured in the operator's seat and floor were above the comfort limit established by the ISO 2631 standard. The acceleration values in the wheelsets presented greater amplitudes than in the seat and floor, which implies attenuation of vibration levels. The transmissibility calculated in the Z direction implied in reducing the vibration incident on the operator, while the transmissibility estimated for the Y direction caused amplification of the vibration effects in the seat. The data acquired through computer simulation, showed maximum less than 15% in comparison to those measured experimentally.

Keywords: Ergonomics. Vibration exposure. Modeling and simulation. Agricultural tractor.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	9
2. OBJETIVOS	11
2.1. Objetivos específicos	11
3. REVISÃO DE LITERATURA	12
3.1. Tratores agrícolas	12
3.2. Pressão interna dos pneus	13
3.3. Velocidade de operação	15
3.4. Sistema de manejo do solo.....	16
3.5. Vibrações mecânicas	17
3.6. Ergonomia	21
3.7. Transmissibilidade de vibração	25
3.8. Modelos matemáticos e simulações computacionais.....	26
4. MATERIAL E MÉTODOS.....	36
4.1. Caracterização da área experimental	36
4.1.1. Teor de água no solo	36
4.1.2. Densidade do solo	36
4.1.3. Resistência do solo à penetração	36
4.1.4. Matéria seca e cobertura vegetal.....	37
4.1.5. Análise textural do solo	39
4.1.6. Perfilometria	39
4.2. Máquinas e implementos.....	40
4.2.1. Trator.....	40
4.2.2. Pneus	41
4.3. Variáveis coletadas	42
4.3.1. Velocidade operacional do trator	42
4.3.2. Rotação dos eixos motrizes	43
4.3.3. Taxa de redução de percurso dos rodados do trator.....	44
4.3.4. Força de tração	44
4.3.5. Pressão interna dos pneus.....	45
4.4. Sistema de aquisição de dados	45
4.4.1. Disposição dos acelerômetros	45

4.5.	Delineamento experimental	46
4.6.	Execução do experimento.....	46
4.7.	Modelagem matemática	47
4.7.1.	Modelagem do sinal de excitação	50
4.8.	Simulação e validação do modelo matemático	51
4.9.	Vibração transmitida ao operador	51
4.10.	Transmissibilidade.....	52
5.	RESULTADOS E DISCUSSÃO	54
5.1.	Caracterização da área experimental	54
5.1.1.	Teor de água e densidade do solo	54
5.1.2.	Resistência do solo à penetração	54
5.1.3.	Matéria seca e cobertura vegetal.....	55
5.1.4.	Análise textural do solo	56
5.1.5.	Taxa de redução de percurso dos rodados do trator.....	56
5.2.	Força de tração.....	58
5.3.	Vibrações	60
5.4.	Transmissibilidade.....	69
5.5.	Simulação computacional.....	71
6.	CONCLUSÕES	77
7.	RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	78
8.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	79
	APÊNDICE A - Diagrama de blocos gerado no Simulink® do modelo proposto.....	95

1. INTRODUÇÃO

O cultivo convencional durante anos desempenhou um papel importante na evolução da agricultura, possibilitando alto rendimento das lavouras e redução da competição com plantas daninhas. Nesse tipo de preparo do solo, basicamente, são realizadas as etapas de aração e de gradagem, com objetivo de promover maior aeração, quebra e uniformidade dos agregados do solo.

Contudo, a utilização do sistema convencional pode promover problemas relacionados ao uso da técnica, como ruptura excessiva do solo, aumento da erosão e redução da eficiência dos recursos hídricos.

Por isso, práticas agrícolas conservacionistas têm sido empregadas em todo o mundo, principalmente, por diminuir os impactos das operações agrícolas sobre os recursos naturais e, ainda, conseguir aumentar a produtividade. No Brasil, a abordagem conservacionista amplamente adotada nas lavouras do país é o sistema de plantio direto. A área do território nacional associada ao plantio direto é de 32.878.660 ha, segundo dados do IBGE (2019).

O sistema de plantio direto é definido como a atividade onde ocorre a abertura do sulco apenas na linha de semeadura, mantendo na superfície do solo os restos da cultura anterior, por isso, é um tipo de manejo vinculado a agricultura conservacionista e sustentável (PASSOS *et al.*, 2018). As novas premissas impostas pela prática do plantio direto instituíram a necessidade da concepção de novas tecnologias e máquinas específicas que se adequassem as condições do sistema (LOPES & GUIMARÃES, 2016).

A mecanização agrícola cada vez mais é capaz de realizar operações e atividades produtivas em menor tempo devido ao aumento da tecnologia, possibilitando a maximização da capacidade operacional com a minimização da utilização de mão de obra. Contudo, apesar do aprimoramento tecnológico empregado nas máquinas atuais, condições de uso inadequadas e não adequação ao tipo de solo, principalmente, podem provocar situações de trabalho insalubres aos operadores de máquinas agrícolas.

As operações de semeadura exigem a utilização de um conjunto trator-semeadora, o que pode expor os operadores a níveis de vibrações inadequados, visto que, a frequência de partes do corpo humano como o tronco (4 a 8 Hz) acaba sendo semelhante a valores de frequência de operação do trator (1 – 7 Hz) promovendo, assim, o efeito de ressonância sobre o corpo humano (PARK & SUBRAMANIYAM, 2013).

Ressonância é um fenômeno físico que ocorre quando os valores de frequência natural de vibração de um determinado sistema se igualam as frequências de excitação impostas, o que provoca um aumento das amplitudes de vibração.

Os valores de vibrações mecânicas em tratores agrícolas podem ser influenciados por aspectos vinculados ao próprio funcionamento do trator acoplado aos dispositivos de tração e transporte e, pela rugosidade e uniformidade da superfície de operação. Estudos avaliando as vibrações mecânicas provenientes de máquinas elucidam sobre como essas podem afetar, em diversos graus de intensidade, a saúde dos operadores de máquinas. Com isso, há a necessidade de fomentar condições de exposição a tal situação.

No Brasil, recomendações preventivas e aspectos relacionados à insalubridade de atividades e operações com exposição ocupacional diária as vibrações de corpo inteiro estão previstas na Norma Regulamentadora (NR) nº 15 (BRASIL, 1978). No entanto, a NR 15 não se refere a valores de exposição à vibração, a base teórica para a tolerância é definida por normas internacionais ISO 2631 (1997) que definem níveis de ação e limites de exposição a vibrações do corpo inteiro e a ISO 5349 (2001) que estabelece níveis para exposição de vibrações em mãos e braços.

Modelos práticos para verificação de níveis de vibração, normalmente, utilizam transdutores de aceleração próprios para medição de vibração nos três eixos X, Y e Z, e posteriormente, é realizado a combinação dos valores encontrados em um único vetor de aceleração, conforme ISO 2631 (1997). Todavia, há de se considerar que com o avanço do processamento dos computadores a utilização da modelagem para processamentos estruturais e dinâmicos se faz, cada vez, mais presente no cotidiano, principalmente, por facilitar a análise de diversas condições em diferentes sistemas.

Portanto, considerando que na operação de plantio direto e plantio convencional existem diversas variáveis que influenciam diretamente nos valores de vibração que, por consequência, podem alterar os níveis de exposição dos operadores a vibração, faz-se necessário um estudo mais específico sobre o assunto e que possibilite a utilização de simulações computacionais posteriores para facilitar as avaliações em diferentes condições de ambiente.

2. OBJETIVOS

Avaliar e simular os níveis de vibração de um conjunto trator-semeadora-adubadora trabalhando nos sistemas de plantio direto e preparo convencional.

2.1. Objetivos específicos

- Caracterização física e textural do solo e do conjunto trator semeadora-adubadora em regime de plantio direto e convencional;
- Determinar e avaliar a influência da variação dos valores de velocidade operacional e pressão interna dos pneus nos valores obtidos de vibração durante a semeadura em regime de plantio direto e convencional;
- Determinar os valores de transmissibilidade de vibração entre os eixos traseiros e dianteiros do trator e o assento;
- Avaliar se os níveis de vibração medidos para o assento encontram-se em conformidade com a Norma técnica ISO 2631 (1997);
- Modelar e simular o conjunto trator semeadora-adubadora a fim de entender a magnitude da vibração.

3. REVISÃO DE LITERATURA

3.1. Tratores agrícolas

A agricultura atual utiliza de diferentes máquinas e ferramentas para a execução de diferentes tipos de tarefas. Na maioria das vezes, essas atividades estão atreladas ao uso de tratores agrícolas, seja como auxílio ou parte fundamental da atividade de campo.

No Brasil, o aumento da utilização de máquinas agrícolas, ocorreu na década de 60, visto a crescente demanda por produtos e o incentivo a instalação da indústria de produção de tratores em 1959, instituído pelo Plano Nacional da Indústria de Tratores de Rodas (AMATO NETO, 1985).

Segundo dados do Censo Agropecuário de 2017, o número de estabelecimentos agrícolas que possuem tratores aumentou cerca de 50% em relação ao último Censo, realizado no ano de 2006 (IBGE, 2019). Ainda, de acordo com esse levantamento, durante o período avaliado, também ocorreu aumento da aquisição de máquinas e implementos agrícolas diversos, como semeadoras e colhedoras.

De acordo com Goering *et al.* (2003), a utilização de tratores agrícolas possibilitou uma redução nas operações manuais e, conseqüentemente, do esforço físico impelido aos trabalhadores. Além disso, a inserção de tratores nas lavouras proporcionou, de maneira significativa, um aumento da capacidade de produção e, ao mesmo tempo, aumento no consumo de energia para desempenhar as operações no campo.

O trator agrícola é uma máquina, composta por diferentes mecanismos, capaz de proporcionar tração, transporte, além de prover potência mecânica para máquinas e implementos. Dessa forma, os tratores são máquinas com elevada versatilidade, visto as várias ferramentas e implementos que podem ser acopladas e acionadas para execução de inúmeras operações (ROZIN, 2004).

A evolução da tecnologia e dos projetos de tratores agrícolas gerou diversas melhorias e adequações com a finalidade principal de aumentar a capacidade de tração. A inclusão da tração dianteira auxiliar (TDA) em tratores convencionais 4 x 2 viabilizou uma maior ação por parte do eixo dianteiro que, basicamente, era usado com o objetivo de direcionamento e suporte. De acordo com Feitosa (2014), com a inserção da TDA, os pneus do eixo dianteiro passaram a possuir garras, assim como os rodados do eixo traseiro, a fim de

promover a tração e, assim, possibilitar a escolha por parte do executor e da atividade o uso ou não da tração auxiliar.

Contudo, deve-se compreender que, independentemente do tipo e da configuração do trator, a capacidade de tração é efeito da interação dos rodados com o solo (BARROS, 2012). De acordo com Duarte Júnior *et al.* (2008), para que se tenha uma otimização da eficiência de tração de um trator é necessário estabelecer adequação do maquinário ao tipo operação a ser desempenhada.

O estudo sobre a maneira como os pneus do trator interagem com o solo deve ser criterioso em virtude da complexidade e dos diversos problemas associados a essa interação (BIRIS *et al.*, 2011). Segundo Fiorese *et al.* (2015), diversas condições como compactação do solo, erosão e mudanças de funções biológicas do solo são decorrentes da interação máquina-solo.

Toda energia utilizada no trator para tracionar e mover os implementos agrícolas advém do processo de combustão no motor. A reação da explosão da mistura ar combustível no interior da câmara promove a geração de energia mecânica, responsável pelo desenvolvimento das atividades. Esse processo de conversão de energia pode ser um dos agentes responsáveis por impelir ao sistema a geração de vibrações mecânicas, que podem ser nocivas para os operadores de máquinas de combustão interna (TAGHIZADEH-ALISARAEI *et al.*, 2012).

Portanto, apesar do desenvolvimento tecnológico da mecanização agrícola, a de se considerar aprimoramento nos estudos e a adequação nos projetos de tratores com relação a segurança e saúde, já que, grande parte dos operadores ainda estão submetidos as condições indesejáveis de trabalho, tais como: ruído, calor, poeira, vibrações, entre outras (ROTH, 2010; ROZIN *et al.*, 2010).

3.2. Pressão interna dos pneus

Os pneus constituem um dos principais componentes dos maquinários agrícolas, pois influenciam de maneira direta o equilíbrio, o movimento e o desempenho de tração operacional. Os pneus em tratores agrícolas são responsáveis por proporcionar equilíbrio, deslocamento, direcionamento e, em grande parte são os únicos elementos encarregados em promover o amortecimento do sistema devido aos possíveis desníveis do solo (MONTEIRO *et al.*, 2011).

Os rodados pneumáticos podem ser diferenciados de diversas formas, entretanto, a maneira mais comum é quanto à forma construtiva ou estrutural, assim, os pneus são classificados em pneus radiais ou diagonais. O tipo do pneu pode alterar diversos atributos como a eficiência tratorária, o desempenho das operações e a capacidade de compactação do solo (SOBCZAK, 2010).

O tamanho, as características técnicas, as pressões internas dos pneus, dentre outras características, determinam o comportamento e a durabilidade dos rodados. Segundo Ferreira *et al.* (2000), a pressão interna dos pneus é um fator importante, já que é capaz de promover alterações nas características dimensionais dos pneus.

A capacidade de tração pode sofrer alterações considerando a pressão interna dos pneus, visto que essa pressão está diretamente relacionada com a superfície de contato pneu/solo, baixas pressões internas nos pneus, geralmente, tendem a aumentar a área de contato pneu/solo e, conseqüentemente, a capacidade de tração (TAGHAVIFAR & MARDANI, 2013). Tosin (2009) indicou que as baixas pressões de internas dos pneus conduzem a uma maior capacidade de tração devido ao aumento da área de contato com o solo.

Santos (2016) avaliando níveis de exposição a vibrações as quais operadores de tratores agrícolas poderiam estar sujeitos, observando o uso de diferentes pressões internas dos pneus, concluiu que os níveis de vibração de corpo inteiro e mãos e braços obtiveram valores menores quando utilizado nos ensaios pressões mais baixas.

Sherwin *et al.* (2004) elucidaram sobre o fato de que as máquinas devem operar na menor pressão interna dos pneus praticável, para serem capazes de proporcionar conforto ao operador e, conseqüentemente diminuir a severidade das vibrações, principalmente, na direção vertical. Diminuir a pressão interna dos pneus na prática pode levar a inúmeros problemas, como elucidado por Ribas (2012), já que os pneus são projetados para trabalhar com uma determinada carga conforme determinada pressão.

Leite (2015) dissertou sobre danos do uso de baixas pressões internas dos pneus como desgaste prematuro, impacto mecânico maior ao conjunto tratorizado, eventuais mudanças nas características ergonômicas, posto que os tratores agrícolas, em sua grande maioria, não possuem sistemas de amortecimento nos eixos, encarregando aos pneus a obrigatoriedade de absorver as vibrações.

3.3. Velocidade de operação

Um dos principais fatores que podem modificar significativamente a performance de um trator agrícola é a velocidade de operação. A seleção de marcha e a rotação deve ser realizada com critério a fim de garantir um bom desempenho e uma redução no consumo de combustível.

Lopes *et al.* (2003) mensuraram o consumo de combustível de um trator agrícola na dependência de diversas velocidades de operação e concluíram que conforme o aumento da velocidade ocorria redução no consumo específico de combustível. Além disso, recomenda-se que a velocidade de operação esteja de acordo com as características exigidas pelo terreno e implemento utilizado na operação (MONTEIRO, 2009).

Khoury Junior *et al.* (2014) afirmaram que quanto maior a velocidade de deslocamento de trator agrícola, dependendo seu traçado, maior será a instabilidade e maiores os níveis de vibrações que podem ser prejudiciais ao operador. Em casos extremos, os autores, ainda, elucidaram sobre o fato das ações dinâmicas se intensificarem com aumento da velocidade e se tornarem, possivelmente, responsáveis por um tombamento lateral da máquina.

Vrieling (2009) indica que os fatores que influenciam significativamente a vibração do corpo inteiro são a velocidade de trabalho e a irregularidade do solo. Barceló *et al.* (2004) ao estudarem o efeito de vibrações sobre operadores de tratores agrícolas considerando a combinação de três fatores: pressão interna dos pneus, velocidade de deslocamento e regulagem do assento em piso de concreto, também verificaram que o nível de vibração foi menor quando a velocidade de deslocamento era menor.

Santos Filho *et al.* (2003) ao estudarem os níveis de vibração vertical no assento e na base do assento de um trator ao longo da operação de gradagem admitindo diferentes velocidades de trabalho, concluíram que a maior velocidade de deslocamento do conjunto trator-grade, usada no estudo, apresentou os maiores níveis de vibração.

Já, Villibor *et al.* (2014) encontraram os maiores valores de vibração, quando estudaram os níveis de exposição alterando condições de operação para o preparo do solo, na faixa de 2 a 4 Hz, o que já caracterizaria necessidade de um novo projeto para o assento, a fim de melhorar o conforto dos operadores. Além disso, os autores observaram no estudo que os maiores valores de vibração ocorreram nas maiores velocidades impostas no estudo e, que quando se utilizou a tração auxiliar do trator os valores apresentavam redução.

Ao avaliarem os níveis de vibração incidentes sobre o corpo de operadores de um trator 4x2 TDA por meio de ensaio em pista padronizada, aplicando diferentes situações de lastragem e velocidade de deslocamento, Sandi *et al.* (2018) concluíram que o trator operando nas maiores velocidades foi responsável por gerar as piores condições de trabalho, considerando todos os parâmetros avaliados.

3.4. Sistema de manejo do solo

Os diferentes sistemas de manejo do solo influenciam de maneira direta nas propriedades físicas e biológicas do solo. Todos os tipos de preparos têm como finalidade proporcionar condições favoráveis para o estabelecimento da cultura (DADALTO *et al.*, 2015).

Deve-se considerar para a escolha de determinado método de preparo do solo em comparação a outro: o tipo de solo, a declividade da área, os índices de chuva, o quão susceptível o solo é a erosão, a cultura a ser empregada, o tempo e recursos financeiros vinculados as operações e produção de determinada área (GAMERO *et al.*, 1997).

O plantio convencional promove o revolvimento do solo a fim de permitir o rompimento dos agregados e promover o maior contato do solo com a semente ou parte vegetativa da cultura. Basicamente, no preparo convencional do solo são realizadas a etapas de aração e de gradagem, que possuem por finalidade maior aeração, quebra e uniformidade dos agregados do solo (SILVA, 2012). A aração é responsável por efetuar o corte, elevação, inversão da leiva, já a gradagem complementa o trabalho, diminuindo o tamanho dos torrões e nivelando o terreno.

Porém, as práticas de plantio convencional a longo prazo podem provocar sérios problemas, principalmente se não forem realizadas com critério (GABRIEL FILHO *et al.*, 2000). O sistema convencional apressa a decomposição da matéria orgânica, reduz a estabilidade das camadas do solo, favorece o aumento da densidade do solo e a resistência à penetração (ARATANI *et al.*, 2009).

Ashpure *et al.* (2019) indicam que a redução das práticas de plantio convencional e a aplicação de sistema conservacionistas estão atreladas ao desenvolvimento e a introdução de fitossanitários mais eficientes para o controle de pragas e doenças em geral.

No Brasil, a abordagem conservacionista amplamente adotada nas lavouras do país é o sistema de plantio direto, considerado um sistema com capacidade de melhorar a

sustentabilidade do meio ambiente e do desenvolvimento agrícola (TELLES *et al.*, 2018). O plantio direto é uma técnica de manejo do solo conservacionista que possui como preceitos adesão de rotação de culturas, ciclagem de nutrientes e preservação de palhada (TRIPLETT & DICK, 2008).

As áreas de cultivo vinculadas ao sistema de plantio direto, segundo Dias *et al.* (2015) aumentaram em função dos benefícios associados a prática, cujo o não revolvimento do solo e a manutenção da palhada são responsáveis por evitarem erosão, lixiviação, permitir melhor infiltração de água no solo, além de melhorar a produtividade agrícola. Estudos evidenciam diversas contribuições vinculadas à adoção do sistema de plantio direto, visto as melhorias das características físicas, químicas e biológicas, minimização das perdas de água e nutrientes no solo (SANTOS *et al.*, 2017).

No sistema de plantio direto a semeadura é fundamentada na deposição da semente diretamente no leito de semeadura sobre os restos vegetais presentes na superfície do solo. Conseqüentemente, diminui-se o tráfego de máquinas, no que diz respeito ao revolvimento do solo, que seria realizado no caso da semeadura com preparo convencional do solo. A preservação da cobertura vegetal auxilia na recuperação do solo proporcionando, deste modo, um sistema agrícola com maior capacidade produtiva (VEZZANI & MIELNICZUK, 2009).

Entretanto, a não preparação do solo pode provocar a ocorrência de compactação das camadas superficiais do solo e, portanto, um aumento na resistência do solo à penetração (GÖZÜBÜYÜK *et al.*, 2014). Deste modo, percebe-se a necessidade de se fazer considerações diversas para que se torne possível escolher, da maneira mais correta, os modos de preparo e plantios mais adequados para cada propriedade.

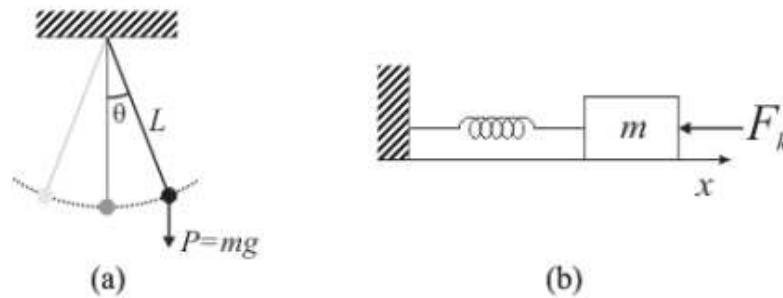
3.5. Vibrações mecânicas

Rao (2011) afirma que vibração mecânica pode ser definida como um movimento periódico, ou seja, uma oscilação de uma partícula, um sistema de partículas ou um corpo em torno de uma posição de equilíbrio e, além disso, pode ser descrita pela verificação do histórico da posição, velocidade de aceleração. Saliba *et al.* (2002) descreveram as vibrações em máquinas e equipamento como oscilações de movimentos devido as forças incidentes sobre os mesmos.

Em geral, um sistema vibratório inclui um meio para armazenar energia potencial (mola ou elasticidade), um meio para armazenar energia cinética (massa ou inércia) e um

meio de perda gradual de energia (amortecedor) (BALANCHANDRAN & MAGRAB, 2011). A vibração de um sistema envolve a transferência alternada de sua energia potencial para energia cinética e de energia cinética para energia potencial (Figura 1).

Figura 1 - (a) Forças gravitacionais no pêndulo; e, (b) Forças elásticas no sistema massa-mola



Fonte: Venceslau, 2015.

Em sistemas conservativos, a soma das energias cinéticas e potenciais deve ser igual a uma constante, contanto que a energia total do sistema seja caracterizada apenas em função, exclusivamente, dessas energias. Considera-se, nesse tipo de sistema o princípio da conservação de energia (Equação 1).

$$E_{\text{total}} = E_{\text{cin}} + E_{\text{pot}} = \text{cte} \quad (1)$$

em que,

E_{total} = energia total do sistema (J);

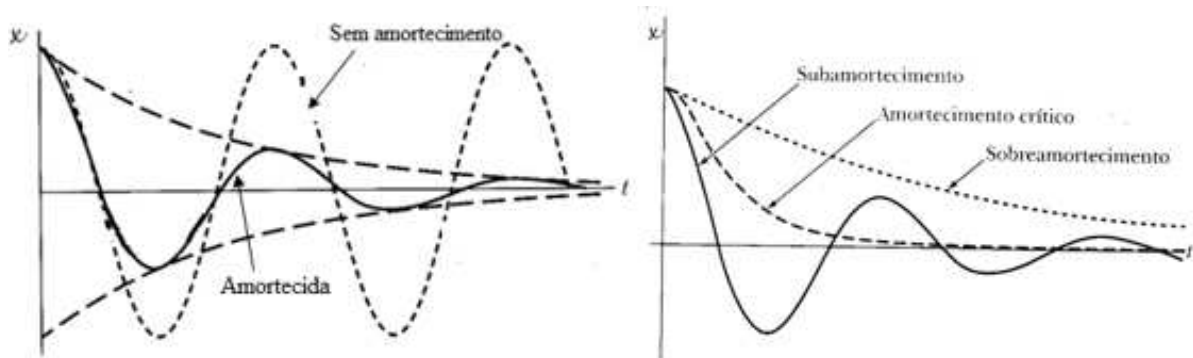
E_{cin} = energia cinética do sistema (J); e,

E_{pot} = energia potencial do sistema (J).

Quando determinado corpo vibra, descreve um movimento oscilatório e periódico, envolvendo deslocamento durante um tempo determinado. Se o sistema vibrando for amortecido, certa quantidade de energia é dissipada em cada ciclo de vibração e deve ser substituída por uma fonte externa, se for preciso manter um regime permanente de vibração.

O comportamento do sistema amortecido se torna diferente em cada condição, conforme apresentado na Figura 2, onde é possível observar o comportamento de uma onda senoidal quando não amortecida e amortecida de três modos: subamortecida, criticamente amortecida e superamortecida (RAO, 2011).

Figura 2 – Resposta de ondas senoidais amortecidas e não amortecidas ao longo do tempo



Fonte: Adaptado de Thornton e Marion, 2011.

Para se avaliar o comportamento dinâmico de qualquer sistema mecânico, faz-se necessário conhecer as propriedades dinâmicas, tais como frequências naturais, grau de amortecimento e modos de vibração (SANTOS *et al.*, 2010). Quando frequências externas coincidem com a frequência natural de um determinado sistema, tornam-se responsáveis por provocar uma amplificação das oscilações. Essa ampliação é o fenômeno físico denominado ressonância.

Desse modo, conhecer o comportamento do sistema dinâmico pode proteger e impedir problemas diversos associados à ressonância. Uma catástrofe, que alavancou diversos estudos sobre o fenômeno da ressonância, foi queda da ponte de Tacoma Narrows, nos Estados Unidos, em 1940 (Figura 3). Diferentes teorias, considerando a ressonância como motivo do rompimento da ponte foram estudadas, por anos. Estudos mais recentes indicam que o problema foi ocasionado pelo fenômeno de *flutter* aeroelástico (CURI, 2018).

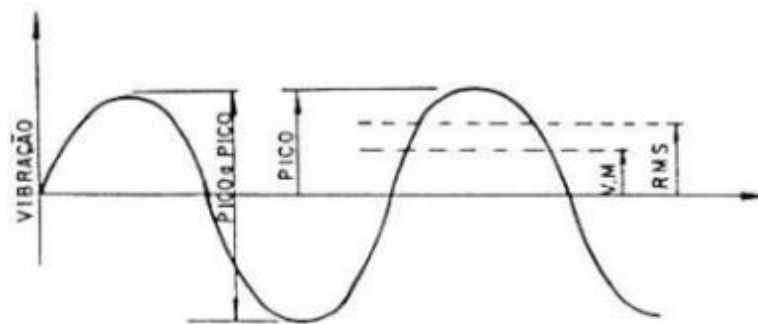
Figura 3 – Ponte de Tacoma Narrows após o efeito da ressonância



Fonte: Rao, 2011.

Os níveis de vibração podem ser quantificados por posição, velocidade ou aceleração, sendo esta última a mais utilizada. Contudo, é imprescindível salientar que avaliar exclusivamente os valores de pico de aceleração não evidencia de maneira correta os níveis de vibração. Para esse fim, indica-se o uso da aceleração eficaz (MARGARIDO, 2013). Na Figura 4 é possível observar os valores de pico e valor eficaz, representados em onda senoidal.

Figura 4 - Representação de onda senoidal indicando os valores de pico, valor eficaz (RMS), médio (V.M) e de pico a pico



Fonte: Baldissarelli & Fabro, 2019.

O *Root Mean Square (RMS)*, raiz do valor quadrático médio ou ainda conhecido como valor eficaz, é uma medida estatística que contempla o histórico da onda no tempo e oferece um valor de nível de vibração que é diretamente vinculado à energia contida na oscilação da onda de vibração (KROEMER & GRANDJEAN, 2005). O valor de *RMS* é determinado conforme apresentado pela Equação 2.

$$\text{RMS} = \sqrt{\frac{\sum_{i=0}^{N-1} x_i^2}{N}} = \sqrt{\frac{x_0^2 + x_1^2 + \dots + x_i^2 + \dots + x_N^2}{N}} \quad (2)$$

em que,

x_i = valor de aceleração em determinado instante (m s^{-2});

N = número de amostras de acelerações.

Na avaliação de vibrações, muitas vezes, a análise é realizada no domínio da frequência e não no domínio do tempo. Segundo Walber (2009) para o estudo de frequência é fundamental determinar o intervalo com os maiores valores de amplitude para uma

averiguação mais precisa da reação espectral. Os valores de amplitude em função da frequência são extraídos do domínio do tempo através do uso da Transformada Rápida de Fourier (*Fast Fourier Transform - FFT*).

A análise de um sistema vibratório normalmente envolve modelagem matemática, obtenção das equações governantes, solução das equações e interpretação dos resultados. Contudo, deve-se entender que nenhum modelo matemático consegue representar de maneira real um sistema (RAO, 2011).

Em diversos estudos, considera-se que os efeitos da rigidez e do amortecimento de tratores agrícolas são de incumbência dos rodados pneumáticos, visto que a maior parte dessas máquinas não possuem amortecedores. Dessa forma, os efeitos de vibração têm parte dissipada, somente, pelo sistema de mola e amortecimento dos assentos, o que pode provocar desconfortos nos operadores, visto que muitas vezes esses sistemas exclusivamente não são totalmente eficientes (KIM *et al.*, 2016).

3.6. Ergonomia

O desempenho e saúde dos trabalhadores dependem da atividade executada, máquinas e demais equipamentos utilizados, além do local de trabalho. Sendo assim, estabelecer condições favoráveis de trabalho para os colaboradores é a matéria de estudo fundamental da Ergonomia.

De acordo com Silva *et al.* (2011) a ergonomia é conceituada como sendo a ciência responsável por estudar o método mais adequado para adaptar trabalho, equipamentos e máquinas ao trabalhador, considerando análises dos cursos de trabalho, tendo em vista torna o ambiente mais seguro e confortável. Conforme Ferrari (2014) a ergonomia constitui uma área de estudo permeada por várias considerações que buscam a concordância para uma melhor adequação do trabalho ao trabalhador.

Hassall *et al.* (2015) caracterizam a ergonomia como sendo o estudo que visa a adaptação da máquina ao homem, a fim de viabilizar sistemas que associem segurança e produtividade aos operadores. Muitas operações apresentam algum grau de periculosidade para os trabalhadores. Monteiro & Albiero (2013) alertaram sobre a periculosidade e acidentes associados ao manuseio de máquinas.

Estudos associando problemas da coluna a diferentes tipos de trabalho e, conseqüentemente, a diferentes níveis de exposição a vibração, foram responsáveis por

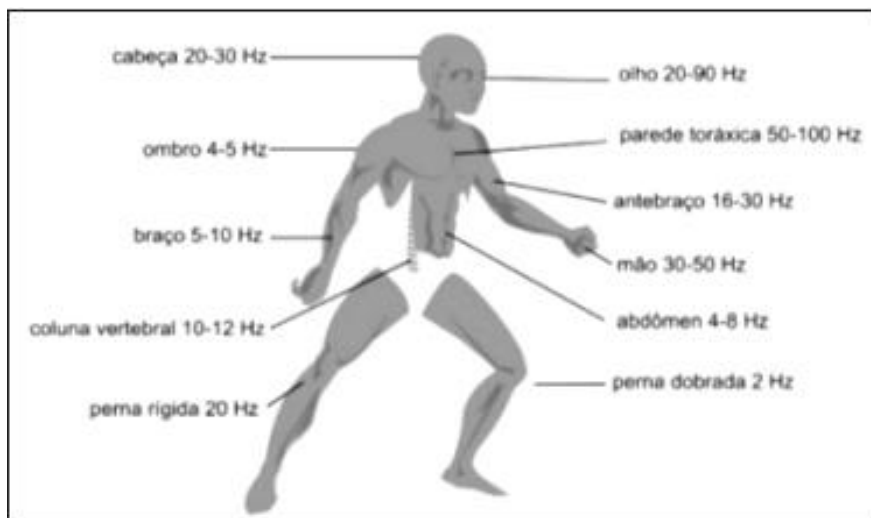
levantar a premissa sobre a necessidade de se criar normas que pudessem estabelecer valores limites para essas questões (FRANCHINI, 2007). Na década de 1970, após inúmeros estudos, foi publicada a primeira versão da ISO 2631 - Vibrações mecânicas e choques - Avaliação da exposição humana à vibração de corpo inteiro, que com avanço da tecnologia foi sendo melhorada ao longo dos anos.

A vibração, que ocorre nos tratores agrícolas, afeta o operador por causa do conforto reduzido, baixo rendimento das atividades e possível degradação da saúde dos motoristas. Os valores limites de exposição à vibração não têm de ultrapassar os valores definidos pelas normas vigentes baseadas na Diretiva 2002/44/ CE (JO, 2002) da Comunidade Europeia e as ISO 2631-1: 1997 (ISO, 1997) referente a exposição de níveis de vibração em corpo inteiro e ISO 5349-1: 2001 (ISO, 2001) relativa à medição e avaliação da exposição humana em relação a mãos e braços.

No Brasil, a normatização das avaliações, instruções sobre instrumentação e formas de medição são instituídas pelas Normas de Higiene Ocupacional NHO 09 – Avaliação da exposição Ocupacional a Vibração de Corpo Inteiro e a NHO 10 – Avaliação da Exposição Ocupacional a Vibrações em mãos e braços. Nestas NHOs estão presentes as diretrizes básicas para coleta de dados dos níveis de vibração, bem como tabelas com os valores que estabelecem se as condições de trabalho as quais os trabalhadores são impostos são favoráveis ou prejudiciais.

Os valores de vibração de corpo inteiro têm baixa frequência e alta amplitude, situando-se na faixa de 1 a 80 Hz, conforme apresentado na Figura 5 (SOEIRO, 2008). Tais vibrações podem ocorrer em quais tipos de funções, mas principalmente em atividades de transporte e que ocorra o manuseio de máquinas industriais (ZUCCO & GOMES, 2009).

Figura 5 – Frequências naturais específicas do corpo humano



Fonte: Soeiro, 2008.

No meio agrícola existem variadas fontes de vibração, entretanto, os operadores de tratores agrícolas estão sujeitos a diversas condições nocivas decorrentes da deficiência nas características ergonômica dos tratores agrícolas, tornando, desse modo, a exposição a vibrações responsável por consideráveis queixas por parte dos operadores (IIDA & GUIMARÃES, 2016). Os riscos físicos para os operadores podem provocar enjoos, nervosismo, estresse, tonturas, problemas na coluna, entre outros problemas de saúde (IWAMOTO *et al.*, 2008).

Além disso, deve-se considerar que a maior parte dos tratores em uso no mundo possui 20 anos ou mais, o que, muitas vezes, faz com que a maioria das máquinas não atendam os parâmetros ergonômicos exigidos por legislações instituídas pelo mundo (CVETANOVIC & ZLATKOVIC, 2013). Dessa forma, existe a necessidade de estudos e entendimento sobre as diversas condições de trabalho dos operadores de tratores agrícolas de modo geral.

Estudos realizados por Shibata *et al.* (2015) indicaram que um operador de tratores agrícolas sentado está mais susceptível a vibrações frontais e laterais comparado a um operador em pé, que por sua vez é mais afetado por vibrações na direção vertical. Sendo assim, os autores evidenciaram os efeitos de posturas corporais diferenciadas como sendo fatores multiplicadores de vibração de corpo inteiro e que devem ser ponderados na análise de desconforto.

Segundo estudo realizado por Cuong *et al.* (2013), os problemas decorrentes de exposição a vibrações se apresentam com maior gravidade em tratores convencionais de

menor porte. Visto que, esse tipo de maquinário, em sua grande maioria, apresenta de maneira quase exclusiva, os pneus como o único componente entre o chassi e a superfície, o que, por muitas vezes, torna as características de amortecimento inadequadas ou inexistentes durante o deslocamento do trator.

Gialamas *et al.* (2016) estudaram os níveis de vibração no assento de tratores agrícolas considerando três tratores, três operações alternativas e variadas velocidades de avanço. Os resultados do experimento indicaram que o tipo de trator e de implemento foram os fatores responsáveis por afetarem os níveis de vibrações e, que a velocidade neste estudo não inferiu estatisticamente nos resultados.

Estudando os níveis de exposição de vibração de operadores de um trator agrícola com diferentes lastragens e velocidades em pista padronizada, Sandi *et al.* (2018) concluíram que as velocidades de deslocamento mais baixas e a lastragem máxima do experimento diminuiriam os efeitos de exposição durante a operação.

Em trabalho conduzido por Singh *et al.* (2019) foram avaliados os níveis de vibração de um trator considerando diferentes velocidades de operação além de diferentes ajustes de postura por parte dos operadores. Os autores constataram que a maior parte dos níveis de vibração encontrados excedia o valor da ação de exposição imposto pela Norma ISO 2631-1 (1997). Considerando a banda de 1/3 de oitava, os valores de frequência visualizados estavam no intervalo de 3,15 e 4 Hz, que poderiam afeta a saúde e segurança devido a coincidência as frequências naturais do corpo humano.

Já, Silva *et al.* (2017) determinaram que os níveis de vibração na base do posto de operação de um trator foram influenciados por diferentes condições de velocidade de operação e pressão dos pneus e, além disso, os dados encontrados referentes a vibração na base do posto de operação do trator foram superiores ao valor sugerido pela diretiva europeia 2002/44/ CE (2002).

Servadio & Belfiore (2013) estudaram as vibrações de um trator agrícola avaliando a diferença entre a utilização de dois tipos de pneus e duas velocidades de avanço. Os valores encontrados foram acima dos critérios de exposição impostos pelas normativas estadunidenses e europeia.

Ao estudarem a relação entre a pressão interna dos pneus diagonais e a velocidade de deslocamento, Franchini (2007) concluiu que as vibrações transmitidas aos operadores eram advindas da interação entre velocidade e pressão interna dos pneus.

Ribas (2012) avaliou as vibrações incidentes em um operador de trator agrícola com pneus radiais e diagonais, com três diferentes pressões internas dos pneus durante a operação de semeadura. Em todos os casos do experimento estudados os valores de vibração incidentes sobre o operador foram acima do nível limite de conforto estabelecido pela Norma ISO 2631.

3.7. Transmissibilidade de vibração

Estudar a forma como a vibração é transmitida para os operadores de máquinas é um parâmetro importante para avaliação ergonômica de determinados trabalhos. Sendo assim, para avaliar os efeitos de transmissibilidade e o desempenho de assentos, indica-se o uso do método conhecido como Método SEAT (ISO 2631, 1997), que objetiva examinar e ratificar a capacidade do assento de ser capaz de amenizar ou amplificar as vibrações transmitidas do trator para o operador, através da Equação 3.

$$SEAT\% = \left(\frac{VDV_a}{VDV_p} \right) 100 \quad (3)$$

em que,

$SEAT\%$ = *Seat effective amplitude transmissibility* (amplitude efetiva de transmissibilidade do assento);

VDV_a = Valor de dose de vibração nos eixos x, y, ou z no assento ($m s^{-1,75}$); e,

VDV_p = Valor de dose de vibração nos eixos x, y ou z no piso ($m s^{-1,75}$).

A classificação do valor de $SEAT\%$ se dá a partir da análise da porcentagem da divisão entre o valor da dose de vibração no assento pelo valor da dose de vibração no piso. Valor de $SEAT\%$ maior que 100% corresponde a aumento do desconforto produzido pelo assento, menor que 100% indica que o assento reduziu os efeitos de vibração sentidos pelo operador e, igual a 100% indica que o assento não isolou nem amplificou a vibração.

Van der Westhuizen & Van Viekerc (2006) realizaram um estudo a fim de verificar se os valores do método $SEAT\%$ poderiam ser usados como métrica confiável para avaliar o efeito de transmissibilidade de estruturas para assentos e para determinar o conforto dinâmico do assento. Os autores encontram correlação ($R = 0,97$) entre as classificações subjetivas de conforto e os valores estimados pelo método $SEAT\%$, o que comprova a eficácia desse procedimento.

Segundo Adam & Jalil (2017) a vibração que ocorre sobre o corpo de um operador não é exatamente a mesma vibração que acontece no posto de trabalho, visto que o efeito de transmissibilidade possui uma relação adimensional, considerando a frequência apresentada na superfície do assento e a vibração observada na base do assento. Sendo assim, a transmissibilidade torna-se um importante elemento a ser estudado quanto a capacidade do assento em promover maior amortecimento dos efeitos de vibração de máquinas de modo mais eficiente.

Franchini (2007), quando estudou os efeitos de vibração em operadores de tratores agrícolas, concluiu que os assentos mais simples, que apresentavam amortecedores e molas integrados a estrutura do assento, obtiveram eficiência de amortecimento entre assento e piso de -2 a 12%. Nos casos onde os valores foram negativos ocorreu amplificação dos efeitos de vibração ao invés de atenuação, logo o amortecimento não se mostrou suficiente, muito menos, eficiente, o que pode aumentar significativamente os efeitos de vibração sentido pelos operadores.

Pinho (2012), ao avaliar o efeito de transmissibilidade dos efeitos de vibrações do coxim para o assento do operador de trator na operação de escarificação, verificou que no intervalo de 0 a 15 Hz houve amplificação da vibração e, nas demais faixas de frequência estudadas houve pequena redução nos valores de transmissibilidade. Além disso, o autor afirmou que em todos os tratamentos realizados a transmissibilidade de vibração do piso para assento foi cerca de 20 vezes maior que a transmissibilidade da plataforma de fixação dos coxins para o piso.

Santos (2019) objetivou avaliar a vibração incidente em operadores de trator agrícola realizando a tarefa de preparo periódico do solo utilizando diferentes equipamentos de preparo do solo. A autora encontrou valores de transmissibilidade que proporcionaram no mínimo 20% de atenuação dos efeitos de vibração para os três eixos estudados, o que é geralmente, como comentado pela própria pesquisadora, incomum para assentos simples.

3.8. Modelos matemáticos e simulações computacionais

A representação de qualquer comportamento de um sistema físico auxiliado por um sistema de equações é chamada de modelagem matemática. Bassanezi (2002) declara que a modelagem matemática pode ser interpretada como um processo que tem como objetivo

reproduzir condições reais em linguagem matemática mediante um modelo matemático que possa expressar o fenômeno real.

Venceslau (2015) elucida que a modelagem matemática visa representar todas as características importantes de um determinado sistema, a fim de com o propósito de gerar equações matemáticas que possam descrever o comportamento do sistema. Deste modo, o modelo matemático deve introduzir particularidades suficientes que retratem o sistema sem torná-lo complexo.

A obtenção dos modelos que representam um dado sistema é baseada nas leis que o regem. Sendo assim, as modelagens de sistemas mecânicos frequentemente são elaboradas com base em formulações Newtonianas ou Lagrangianas (RAO, 2011).

Referente as premissas das três leis de Newton, para a formulação de modelos matemáticos, a segunda lei possui destaque, visto que essa compreende que *“a taxa de variação do momento linear de determinado corpo rígido é diretamente proporcional as forças que atuam neste corpo e tem a mesma direção que essa força, considerando que a massa desse corpo não varia com o tempo”* segundo Halliday *et al.* (2016), conforme apresentado na Equação 4.

$$F(t) = \frac{dp(t)}{dt} = \frac{d(mv(t))}{dt} = ma(t) \quad (4)$$

em que,

F= forças atuantes (N);

p= momento linear (kg m s⁻¹);

m= massa (kg);

v= velocidade (m s⁻¹); e,

a= aceleração (m s⁻²).

Entretanto, para se obter a equação de movimento através do uso da segunda Lei de Newton, faz-se necessário a seleção correta de coordenadas independentes que possam ser capazes de descrever esse movimento, bem como a identificação das forças envolvidas. Esta imposição torna a solução das equações muito árduas, visto que aumenta excessivamente o número de graus de liberdade e, conseqüentemente, o número de equações (RAO, 2011).

Alternativamente a esse problema, indica-se o uso das equações de Lagrange (Equação 5) que são deduzidas em termos de coordenadas generalizadas, o que as torna mais elegantes e facilitam a solução de problemas.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial V}{\partial q_j} = Q_j^n \quad (5)$$

em que,

q_j = coordenada generalizada;

\dot{q}_j = velocidade generalizada;

T = energia cinética do sistema;

V = energia potencial do sistema; e,

Q_j^n = forças generalizadas não-conservativa.

O processo de modelagem matemática utiliza as ferramentas matemáticas para avaliação do comportamento dinâmico de um sistema real, viabilizando a geração de condições variadas para estudos de diferentes tipos. A vibração é um fenômeno físico de grande questionamento, visto os efeitos que pode causar ao homem. Sendo assim, diversos estudos são realizados, a fim de entender o comportamento da vibração.

Kumar *et al.* (2001) elaboraram um modelo matemático para estipular e avaliar os níveis de exposição de operadores de trator agrícola às vibrações no decorrer de diferentes operações em terrenos distintos. Os resultados demonstraram que os valores de vibração excederam, em todos os casos estudados, os valores limites de exposição a vibração de corpo inteiro para jornadas de 8 horas como previsto na norma ISO 2631/1985. Sendo assim, os autores confirmam a correlação entre problemas de saúde na coluna e a função dos operadores.

Em trabalho conduzido por Pinho (2012), objetivou-se a elaboração de um modelo para simulação dinâmica de um conjunto trator-escarificador, com a finalidade de estudar a resposta do sistema e propor alternativas que sejam capazes de reduzir a magnitude das acelerações na interface assento-operador. O autor concluiu, através da simulação, que o uso de material isolante, independentemente do tipo elastômetro usado, era capaz de reduzir cerca de 11% da magnitude de vibração, porém esses valores ainda não eram suficientes para adequação a norma.

Rabbani *et al.* (2011) propuseram um modelo matemático tridimensional para ser utilizado com a finalidade de prever características de vibrações de um trator de esteira. O

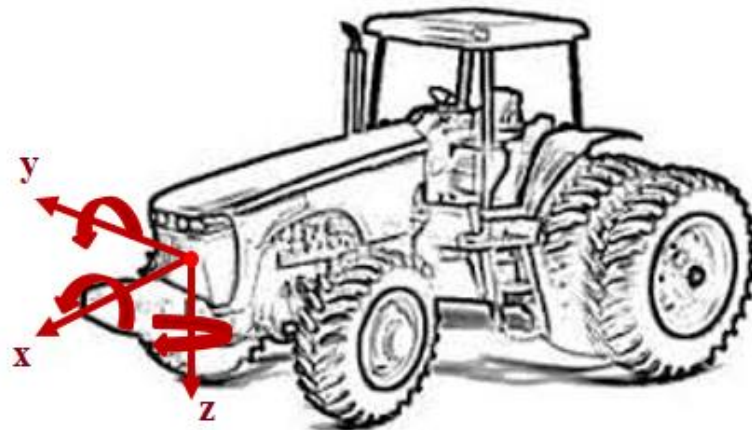
modelo proposto foi capaz de prever de forma mais adequada os valores de aceleração do sistema com relação ao centro de gravidade.

Diversos softwares, atualmente, auxiliam nos cálculos complexos, de modelos matemáticos que descrevem o comportamento de sistemas. Um deles muito utilizado na indústria é o software *SimuLink*[®]. O *SimuLink*[®] é uma extensão do software matemático *MATLAB*[®], responsável por resolver sistemas dinâmicos, fazendo o uso de algoritmos de integração para resolver as equações numericamente.

Esse *software* é capaz de proporcionar uma interface gráfica com blocos responsáveis pela criação dos componentes da simulação, modelando através desses blocos as equações diferenciais que descrevam o sistema estudado (PALM III, 2013). Ainda, de acordo com Ferreira (2003), a escolha na utilização do *MATLAB-SimuLink*[®] é respaldada por custos financeiros mais baixos do que outros programas computacionais existentes no mercado.

Os modelos que descrevem o comportamento dinâmico de um trator podem ser elaborados de diferentes maneiras, sendo baseado nos modelos um quarto de carro, meio carro e carro completo. Esses modelos são projetados tomando a direção das coordenadas como apresentado na Figura 6.

Figura 6 - Sistema de coordenadas do trator



Fonte: Modificado pela autora.

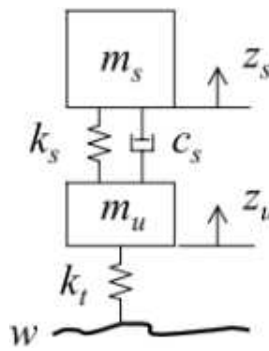
Cada eixo representa um movimento específico do modelo, sendo o eixo x o movimento longitudinal, o eixo y o movimento transversal e o eixo z o movimento vertical (*Bounce*). Na Figura 6 são evidenciados, ainda, os movimentos de rotação em torno de cada eixo. O movimento rotacional em torno do eixo x é chamado de rolagem (*Roll*), já o movimento rotacional em torno do eixo y, chama-se arfagem (*Pitch*) e, por fim o movimento

em torno do eixo z é denominado guinada (*Yaw*). Dependendo do movimento dinâmico que se quer estudar, pode-se utilizar um determinado conjunto de variáveis (GILLESPIE, 1992).

3.8.1. Modelo de um quarto de veículo

O modelo matemático do tipo um quarto de um veículo é o mais simples, visto que, para modelagem é utilizado como base apenas uma das rodas, limitando o modelo a um sistema massa mola-mola-amortecedor (Figura 7).

Figura 7 – Modelo um quarto de carro.



Fonte: Rehnberg, 2008.

Adotando-se o comportamento dinâmico do modelo um quarto de carro, acima, pode ser escrito com o auxílio das Equações (6) apresentadas a seguir, conforme Costa Neto (2006).

$$\begin{aligned} m_s \ddot{z}_s + c_s (\dot{z}_s - \dot{z}_u) + k_s (z_s - z_u) &= 0 \\ m_u \ddot{z}_u + c_s (z_u - \dot{z}_s) + k_s (z_u - z_s) + k_t (z_u - z_r) &= 0 \end{aligned} \quad (6)$$

em que,

m_s = massa suspensa, kg;

c_s = coeficiente de amortecimento – sistema de suspensão veicular, $N \, m^{-1} \, s^{-1}$;

k_s = rigidez do sistema de suspensão, $N \, m^{-1}$;

k_t = rigidez do pneu, $N \, m^{-1}$;

z_s = deslocamento vertical da massa suspensa, m;

z_u = deslocamento vertical da massa não suspensa, m;

z_r = deslocamento vertical da pista, m.

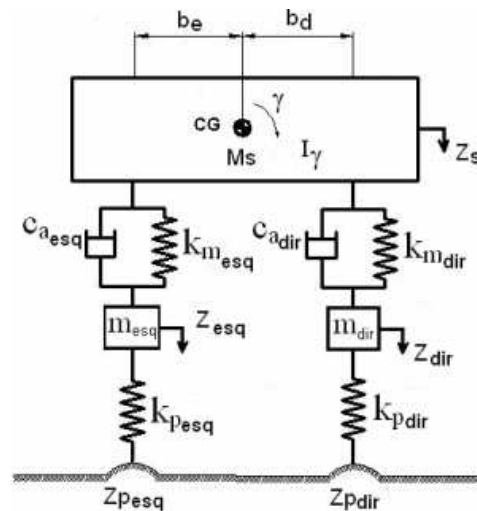
Existe, ainda, a possibilidade de considerar o comportamento visco-elástico dos pneus, resultando em uma modelagem com elementos de mola e amortecimento no pneu.

3.8.2. Modelo meio veículo

O modelo meio veículo é um modelo mais complexo em comparação com o modelo descrito anteriormente, já que leva em conta um maior número de graus liberdade. Além disso, esse modelo consegue averiguar o comportamento dinâmico devido aos efeitos das irregularidades da pista. A modelagem no sistema meio carro examina o movimento imposto a duas rodas, possibilitando, desta maneira, que o comportamento seja avaliado de dois modos diferentes.

Considerando duas rodas no mesmo eixo, estuda-se a movimentação de *bounce-roll*, já considerando uma roda em cada eixo, averigua-se o movimento de *bounce-pitch* (GILLESPIE, 1992). Ambas as condições descritas anteriormente, são apresentadas nas Figuras 8 e 9.

Figura 8 - Modelo meio carro, movimento *bounce-roll*



Fonte: Ferreira, 2008.

A movimentação de rolagem é estudada através do movimento de *roll* e, a arfagem é vista pela movimentação de *pitch*. A verificação desses dois movimentos é importante nas avaliações de conforto.

Embora, muitas vezes, o estudo do movimento *bounce-roll* seja realizado usando as rodas dianteiras, este, também, pode ser feito para os rodados traseiros, já que tratores de

pneus possuem, em sua grande maioria, componentes de diferentes tamanhos e valores de rigidez e amortecimento ligado aos eixos dianteiros e traseiros (JAZAR, 2008).

O conjunto de Equações (7) que regem o movimento *bounce-roll*, levando em conta a representação da Figura 8 é apresentado a seguir.

$$\begin{aligned}
 m_s \ddot{z}_s + c_{dir}(\dot{z}_s - \dot{z}_{dir} + b_d \dot{\gamma}) + k_{dir}(z_s - z_{dir} + b_d \gamma) + c_{esq}(\dot{z}_s - \dot{z}_{esq} - b_e \dot{\gamma}) + k_{esq}(z_s - z_{esq} - b_e \gamma) &= 0 \\
 i_\gamma \ddot{\gamma} + b_d c_{dir}(\dot{z}_s - \dot{z}_{dir} + b_d \dot{\gamma}) + b_d k_{dir}(z_s - z_{dir} + b_d \gamma) - b_e c_{esq}(\dot{z}_s - \dot{z}_{esq} - b_e \dot{\gamma}) - b_e k_{esq}(z_s - z_{esq} - b_e \gamma) &= 0 \\
 m_{dir} \ddot{z}_{dir} - c_{dir}(\dot{z}_s - \dot{z}_{dir} + b_d \dot{\gamma}) - k_{dir}(z_s - z_{dir} + b_d \gamma) + k_{pdir}(z_{esq} - z_{pdir}) &= 0 \\
 m_{esq} \ddot{z}_{esq} - c_{esq}(\dot{z}_s - \dot{z}_{esq} - b_e \dot{\gamma}) - k_{esq}(z_s - z_{esq} + b_e \gamma) + k_{pesq}(z_{esq} - z_{pesq}) &= 0
 \end{aligned} \tag{7}$$

em que,

m_s = massa suspensa, kg;

i_γ = inércia massa suspensa, kg m²;

m_{dir} = massa não suspensa direita, kg;

m_{esq} = massa não suspensa esquerda, kg;

c_{dir} = coeficiente de amortecimento direito, N m⁻¹ s⁻¹;

c_{esq} = coeficiente de amortecimento esquerdo, N m⁻¹ s⁻¹;

k_{dir} = rigidez do sistema de suspensão direito, N m⁻¹;

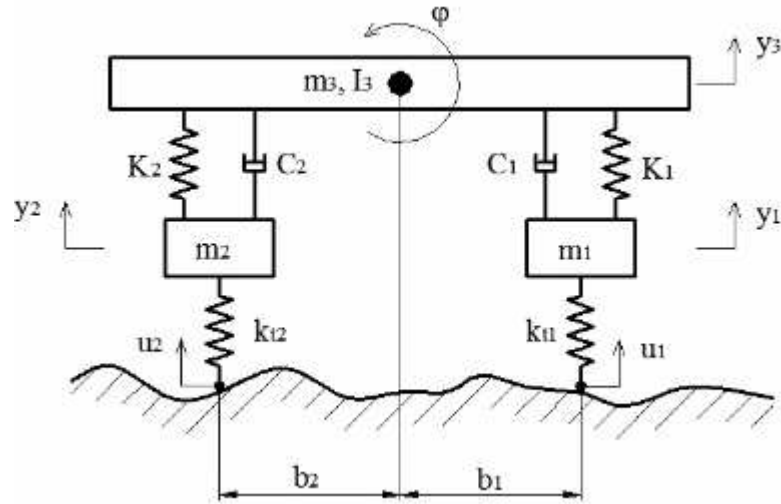
k_{esq} = rigidez do sistema de suspensão esquerdo, N m⁻¹;

k_{pdir} = rigidez do pneu direito, N m⁻¹;

k_{pesq} = rigidez do pneu esquerdo, N m⁻¹.

Como descrito anteriormente, a Figura 9 é uma representação do modelo matemático meio carro adotando o estudo do movimento *bounce-pitch* é exposta em seguida.

Figura 9 - Modelo meio carro, movimento *bounce-pitch*



Fonte: Goga & Křůčik, 2012.

Esse modelo considera as diferenças existentes entre os elementos presentes nos eixos, sendo muito utilizada em estudos com finalidade de avaliação ergonômica dos efeitos de vibrações incidentes no corpo humano (GILLESPIE, 1992).

O conjunto de Equações (8) que se seguem apresentam o modelo matemático do sistema (COSTA NETO, 2006).

$$\begin{aligned}
 m_3 \ddot{y}_3 + C_1 (\dot{y}_3 - \dot{y}_1 + b_1 \dot{\phi}) + K_1 (y_3 - y_1 + b_1 \phi) + C_2 (\dot{y}_3 - \dot{y}_2 - b_2 \dot{\phi}) + K_2 (y_3 - y_2 - b_2 \phi) &= 0 \\
 I_3 \ddot{\phi} + b_1 C_1 (\dot{y}_3 - \dot{y}_1 + b_1 \dot{\phi}) + b_1 K_1 (y_3 - y_1 + b_1 \phi) + b_2 C_2 (\dot{y}_3 - \dot{y}_2 - b_2 \dot{\phi}) - b_2 K_2 (y_3 - y_2 - b_2 \phi) &= 0 \\
 m_1 \ddot{y}_1 + C_1 (\dot{y}_3 - \dot{y}_1 + b_1 \dot{\phi}) + K_1 (y_3 - y_1 + b_1 \phi) + K_{t1} (y_1 - u_1) &= 0 \\
 m_2 \ddot{y}_2 + C_2 (\dot{y}_3 - \dot{y}_2 - b_2 \dot{\phi}) + K_2 (y_3 - y_2 - b_2 \phi) + K_{t2} (y_2 - u_2) &= 0
 \end{aligned} \tag{8}$$

em que,

m_3 = massa suspensa, kg;

I_3 = inércia massa suspensa, kg m⁻²;

m_1 = massa não suspensa traseira, kg;

m_2 = massa não suspensa dianteira, kg;

C_1 = coeficiente de amortecimento traseiro, N m⁻¹ s⁻¹;

C_2 = coeficiente de amortecimento dianteiro, N m⁻¹ s⁻¹;

K_1 = rigidez do sistema de suspensão traseiro, N m⁻¹;

K_2 = rigidez do sistema de suspensão dianteiro, N m⁻¹;

K_{t1} = rigidez do pneu traseiro, $N m^{-1}$;

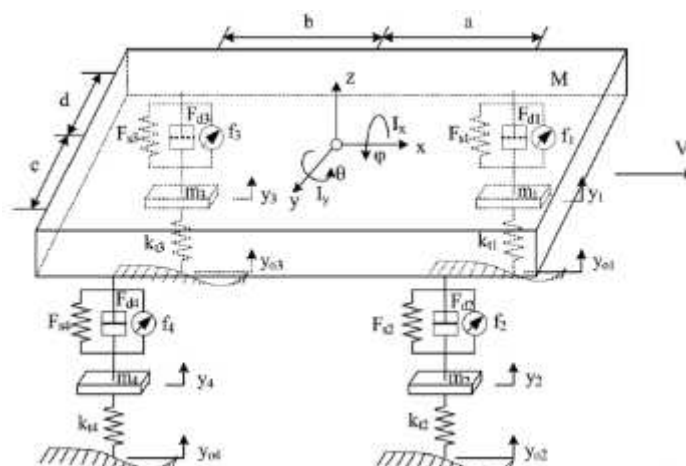
K_{t2} = rigidez do pneu dianteiro, $N m^{-1}$.

Ressalta-se que os sinais de entrada no eixo traseiro, para o modelo meio carro no estudo do movimento *bounce-pitch* devem ser considerados os mesmos do eixo dianteiro, porém, levando em conta um determinado atraso temporal, visto o próprio distanciamento existente entre os eixos dos rodados dianteiros e traseiros relacionados, diretamente, as condições da pista.

3.8.3. Modelo do veículo completo

O modelo do veículo completo é mais refinado que os modelos anteriores, por considerar todos os principais elementos do veículo, possuindo, assim, maior número de graus de liberdade que os modelos anteriores. Esse modelo pondera sobre o comportamento dinâmico do sistema considerando as quatro rodas do veículo. Sendo assim, a modelagem matemática se apresenta de forma mais elaborada e complexa, compreendendo maior quantidade de equações que os demais modelos, já mostrados ao longo deste estudo. Na Figura 10 é exibido o esquema para modelagem do carro completo desenvolvido por Wang & Yin (2014).

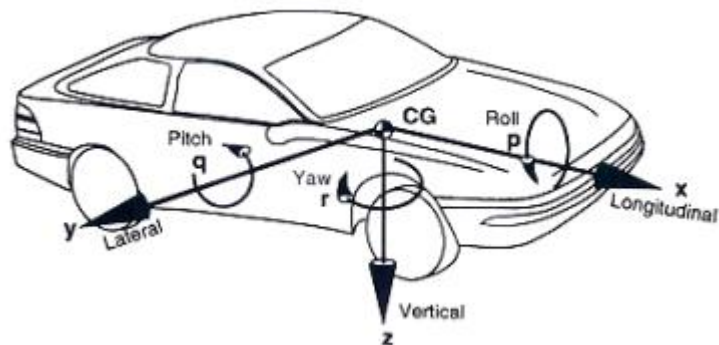
Figura 10 - Representação dos elementos do modelo do carro completo



Fonte: Wang & Yin, 2014.

Esse modelo possui 7 graus de liberdade, considerando um grau de liberdade para cada massa não suspensa – relacionada aos pneus – um grau considerando a massa suspensa – chassi – e dois referentes as inércias com relação ao eixo X – *roll* - e ao eixo Y - *pitch*. A Figura 11, mostra o sistema de coordenadas empregado na modelagem de um sistema de um carro completo.

Figura 11 – Sistemas de coordenadas adotado para o estudo de modelagem matemática de um carro completo



Fonte: GILLESPIE, 1992.

Esse modelo, apresenta maior precisão nas repostas devido ao maior número de elementos que são considerados no estudo. Contudo, também por esse motivo, esse modelo apresenta maior complexidade na resolução dos cálculos.

4. MATERIAL E MÉTODOS

4.1. Caracterização da área experimental

Para a avaliação da vibração provinda de tratores agrícolas foram realizados experimentos em campo, onde foram determinados os parâmetros necessários para simulação. O experimento foi conduzido em uma área pertencente ao Departamento de Fitotecnia da Universidade Federal de Viçosa, MG, as margens da rodovia BR 356. As coordenadas geográficas são 20° 45' 16,9'' latitude sul e 42° 50' 22,6'' longitude oeste, com altitude de 648 m.

4.1.1. Teor de água no solo

Foi utilizado o método gravimétrico padrão, que consistiu na secagem de uma determinada porção de solo em estufa na temperatura entre 105 – 110 °C, pelo período de 24 horas (EMBRAPA, 2017). Foram realizadas amostragens em dez pontos da área experimental, sendo que em cada ponto foram coletadas amostras nas faixas de 0,0 - 0,10 e 0,10 – 0,20 m de profundidade.

4.1.2. Densidade do solo

A densidade do solo foi determinada a partir da divisão da massa de solo seco a 105°C pelo volume do anel de amostragem indeformada, conforme EMBRAPA (2017).

4.1.3. Resistência do solo à penetração

A resistência do solo à penetração foi determinada com o auxílio de um penetrômetro digital, modelo PENETROLOG, marca FALKER® (Figura 12). Na Tabela 1 são apresentadas as características técnicas do penetrômetro utilizado.

Figura 12 - Penetrômetro digital utilizado para a caracterização da área experimental



Fonte: Autora.

Tabela 1 - Características do penetrômetro utilizado no experimento

Tipo	Parâmetros
Alimentação	Carregador de bateria com fonte de 110-220 Vca
Tipos de cone	De acordo com a norma ASAE S313.3: - Cone tipo 2:129 mm ²
Profundidade máxima	600 mm
Medição de força	Célula de carga de capacidade máxima de 1000N
Medição de profundidade	Por meio de sensor ultrassônico, com precisão de 1 m
Capacidade de memória	768 ensaios

Foram coletadas 20 amostras em pontos aleatórios da área experimental, na profundidade máxima de 0,30 m.

4.1.4. Matéria seca e cobertura vegetal

A caracterização da cobertura vegetal foi realizada com a coleta de restos culturais na superfície do solo com o auxílio de um gabarito de madeira com 0,25 m² (0,50 x 0,50 m). As amostras foram secas em estufas a 65°C até atingirem peso constante. Após a secagem foi determinado o valor da matéria seca, dividindo a massa da cobertura vegetal após a secagem, pelo valor da área do gabarito, ajustado para hectare, sendo esse valor expresso em kg ha⁻¹ (Figura 13).

Na Figura 14 é apresentada a área experimental após o preparo convencional do solo, ou seja, uma aração e duas gradagens.

Figura 13 – Cobertura vegetal na área do experimental



Fonte: Autora.

Figura 14 – Área experimental após o preparo convencional



Fonte: Autora.

4.1.5. Análise textural do solo

A determinação da textura do solo foi realizada a partir de uma amostra de solo, utilizando o método da peneira e pipeta, conforme descrito por EMBRAPA (2017). As amostras foram retiradas aleatoriamente na faixa de 0,0 a 0,20 m de profundidade.

4.1.6. Perfilometria

Para a obtenção do perfil de rugosidade do solo presente no terreno, nos dois sistemas de manejo estudados, foi utilizado um perfilômetro. Este foi posto sobre o solo na direção de deslocamento do conjunto motomecanizado (Figura 15). Para a caracterização do perfil foram realizadas 20 leituras em posições diferentes na área experimental. Com os dados, advindos do perfilômetro, pode-se aferir a variação vertical do terreno com o auxílio do software CAD.

Figura 15 - Perfilômetro utilizado para a caracterização do perfil de rugosidade do solo



Fonte: Autora.

4.2. Máquinas e implementos

4.2.1. Trator

Para tracionar a semeadora-adubadora foi utilizado um trator John Deere[®], modelo 5705 4x2 TDA (Figura 16).

Figura 16 - Trator John Deere[®], modelo 5705



Fonte: Furtado Júnior, 2016.

Na Tabela 2 são apresentadas as especificações técnicas do trator John Deere[®] usado para o experimento.

Tabela 2 - Especificações do trator John Deere[®], modelo 5705 4x2 TDA

Especificações	
Potência do motor na rotação nominal	63 kW
Potência da TDP na rotação nominal do motor	53 kW
Rotação de potência máxima	2400 rpm
Faixa de rotação com potência constante	2000 – 2400 rpm
Torque máximo	330 N m
Rotação de torque máximo	1600 rpm
Número de cilindros do motor	4
Cilindrada	4500 cm ³
Aspiração	Turboalimentado

Fonte: John Deere[®]

4.2.2. Pneus

Os pneus utilizados no experimento são da marca Pirelli® TM 95 18.4-30 no eixo traseiro e Goodyear® Dyna Torque II 12.4-24 no eixo dianteiro. Os raios de rolamento dos pneus dianteiros e traseiros são de 0,54 e 0,71 m, respectivamente. Na Tabela 3 são apresentadas as especificações dos pneus utilizados no experimento.

Tabela 3 - Características dos pneus utilizados no experimento

Pneu	Banda de rodagem	Largura da seção	Diâmetro externo (mm)	Carga máxima (kg)	Nº de lonas
18.4 - 30	R1	0,4674	1551,9	2815	10
12.4 - 24	R1	0,3150	116,3	1200	6

4.2.3. Semeadora-adubadora

Para a execução do experimento foi utilizada uma semeadora-adubadora da marca SEMEATO®, modelo SHM 11/13 com configuração de 5 linhas para grãos graúdos (Figura 17). Para a etapa do experimento em plantio convencional foi utilizado a mesma semeadora-adubadora sem o disco de corte de palhada foi retirado. Os reservatórios de adubo e sementes foram abastecidos com 200 kg e 120 kg, respectivamente.

Figura 17 - Conjunto trator semeadora-adubadora para plantio direto marca SEMEATO®, modelo SHM 11/13



Fonte: Autora.

As características técnicas necessárias ao experimento da semeadora-adubadora são apresentadas na Tabela 4.

Tabela 4 - Especificações semeadora-adubadora marca SEMEATO[®], modelo SHM 11/13

Modelo	SHM 11/13	
Opções	Grãos finos	13 linhas x 17cm
Número de linhas x espaçamentos		11 linhas x 17 cm
	Grãos graúdos	06 linhas x 40 cm (padrão)
		05 linhas x 45 cm
		04 linhas x 63 a 68 cm
		03 linhas x 75 a 90 cm
Potência requerida aproximada para máquina padrão	com disco defasado	65 hp – grãos finos
	com facão guilhotina	75 hp grãos graúdos
Pneus	6.50 x 16	
Capacidade de semente	317 litros ~ 238 quilos	
Capacidade de adubo	366 litros ~ 414 quilos	
Capacidade caixa de pastagem	38 litros	
Massa aproximada	13 linhas (grãos finos) 2165 kg	
	11 linhas (grãos finos) 2051 kg	
	05 linhas (grãos graúdos) 2070 kg	
Velocidade de operação	4 a 6 km h ⁻¹ (milho)	
	6 a 8 km h ⁻¹ (soja e grãos finos)	

Fonte: SEMEATO[®]

4.3. Variáveis coletadas

4.3.1. Velocidade operacional do trator

Para medir a velocidade durante a operação em campo, foi utilizado um radar de efeito Doppler, marca Dickey John[®], modelo Radar II, possuindo uma faixa de medição entre 0,53 e 96,9 km h⁻¹, com precisão $\pm 1-3\%$ através da calibração em campo (Figura 18).

Figura 18 - Radar para monitoramento de velocidade durante o experimento



Fonte: Leite, 2015.

4.3.2. Rotação dos eixos motrizes

Para monitorar a rotação dos eixos foram utilizados transdutores indutivos tubulares da marca Autonics, modelo PRCM 18, posicionadas em cada uma das rodas (Figura 19). A referência foi realizada através da periferia de uma coroa circular afixada concêntrica a calota do rodado possuindo 45 aletas, dessa forma a frequência de 45 Hz corresponde a um regime de rotação de 1 rps nos eixos motrizes. Deste modo o sistema foi calibrado para 45 Hz rps⁻¹.

Figura 19 - Sensor indutivo para a determinação da velocidade rotacional dos rodados



Fonte: Leite, 2015.

4.3.3. Taxa de redução de percurso dos rodados do trator

A taxa de redução de percurso dos rodados foi obtida considerando a diferença percentual entre a velocidade operacional do trator e velocidade rotacional dos rodados do trator, de acordo com a Equação 9.

$$p = \frac{2\pi nr_r - V_{op}}{2\pi nr_r} 100 \quad (9)$$

em que,

p = taxa de redução do percurso dos rodados do trator (%);

n = rotação do eixo motriz (rps);

r_r = raio de rolamento do pneu (m); e,

V_{op} = velocidade operacional do trator ($m\ s^{-1}$).

4.3.4. Força de tração

Para a avaliação da força necessária para tracionar a semeadora-adubadora foi utilizada uma célula de carga posicionada na barra de tração do trator. O transdutor de força utilizado é da marca Alfa Instrumentos, com capacidade de 50 kN, sensibilidade de $2\ mV\ V^{-1}$ e erro combinado inferior a 0,03%. Na Figura 20 é apresentado o suporte de instalação para posicionamento da célula de carga na barra de tração do trator.

Figura 20 - Célula de carga e suporte para instalação no trator



Fonte: Furtado Júnior, 2016.

4.3.5. Pressão interna dos pneus

A mensuração da pressão interna dos pneus foi realizada com o auxílio de um calibrador manual, possuindo intervalo de leitura de 10, 15 e 20 psi sendo realizadas cinco medições em cada pneu, a cada passagem.

4.4. Sistema de aquisição de dados

O monitoramento da velocidade operacional, da rotação dos eixos motrizes e da força de tração, foi realizado com o auxílio de um sistema de aquisição de dados, marca Hottinger Baldwin Messtechnik (HBM), modelo Spider 8[®], gerido pelo software HBM Catman[®] 2.2. A taxa de aquisição dos dados foi de 50 Hz.

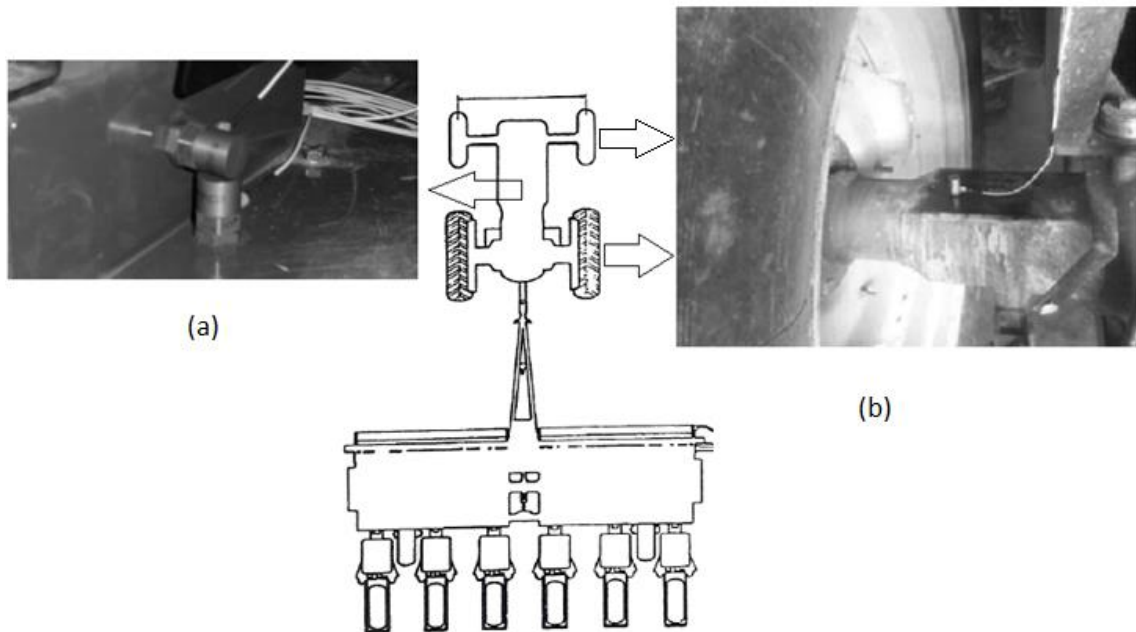
As variações dos valores de aceleração das vibrações foram determinadas por meio de acelerômetros de alta sensibilidade (100,7 mv g⁻¹(Eu), 101,5 mv g⁻¹(Eu), 101,9 mv g⁻¹(Eu), 102,1 mv g⁻¹(Eu) e 103,0 mv g⁻¹(Eu)). Para aquisição dos dados de aceleração foi utilizado um sistema de aquisição marca National Instruments[®], com 8 canais, utilizado como receptor dos sinais de vibração o módulo NI 9234 e o software *Labview*[®]. A taxa de amostragem implementada foi 1652 Hz.

4.4.1. Disposição dos acelerômetros

Como um dos objetivos do trabalho é avaliar os níveis de transmissibilidade da vibração dos eixos no assento do trator, acelerômetros nas duas direções (Y e Z) foram alocados nos eixos traseiros, na base do assento e no assento e, um acelerômetro na direção Z no eixo dianteiro, num total de 7 acelerômetros. O sistema de eixos de referência foi definido de acordo com ISO 2631-1 (1997) com o eixo Y para a direção lateral (através do curso do trator) e o eixo Z como direção vertical.

Na Figura 21 é apresentado um esquema que exemplifica a disposição dos acelerômetros para a coleta dos dados.

Figura 21 - Exemplificação da disposição dos acelerômetros



Fonte (a): Villibor, Santos & Furtado Júnior, 2015. Fonte (b): Villibor *et al.*, 2014.

4.5. Delineamento experimental

No experimento foi utilizado o delineamento inteiramente casualizado seguindo um esquema de parcelas subdivididas, tendo nas parcelas dois tipos de manejo do solo (convencional e plantio direto), nas subparcelas as pressões internas dos pneus do eixo traseiro e dianteiro (10, 15 e 20 psi) e, nas sub-subparcelas quatro velocidades de trabalho (3, 5, 8 e 10 km h⁻¹), com quatro repetições, totalizando 96 unidades experimentais.

Os dados foram submetidos à análise de variância pelo teste F e, em caso de significância, as médias foram comparadas utilizando-se o teste de Tukey adotando-se o nível de 5% de probabilidade. As análises estatísticas foram realizadas com o auxílio do programa SAEG (UFV, 2007).

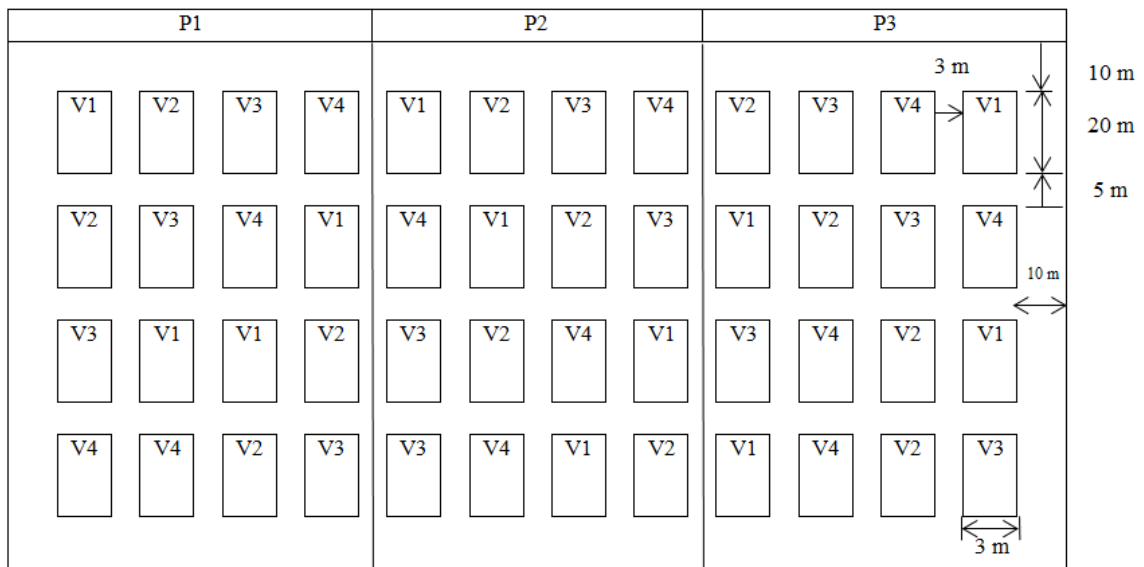
4.6. Execução do experimento

O sistema foi iniciado no momento em que o trator começou a percorrer os 5 m relativos à estabilização da operação e interrompido ao final de cada subparcela de 20 m, sendo os dados salvos em planilha eletrônica para posterior processamento. Os dados

referentes ao período de estabilização do trator foram excluídos e para cada subparcela foi obtido a média aritmética das leituras fornecidas pelo sistema de aquisição de dados.

Na Figura 22, é apresentado o croqui das unidades experimentais, onde (P) significa pressão interna dos pneus e (V) significa velocidade de deslocamento do conjunto trator-semeadora-adubadora. Para a realização necessária de manobras durante o experimento, foi utilizado um espaço extra de ± 10 metros (manobras de cabeceira). A área total do experimento foi de aproximadamente 1 ha.

Figura 22 - Croqui das unidades experimentais em sistema de parcela subdivididas da área avaliada no estudo

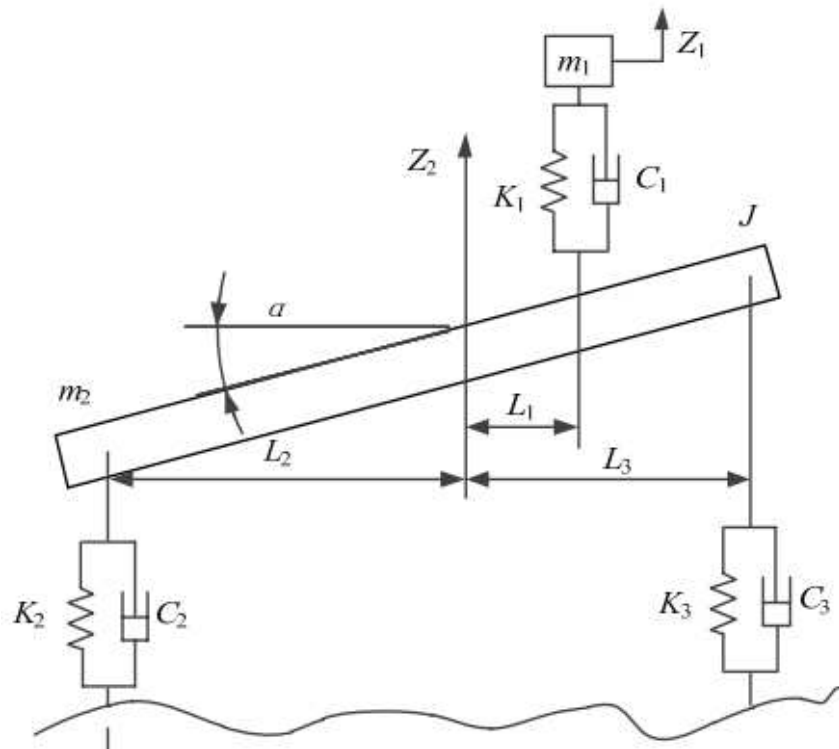


Fonte: Autora.

4.7. Modelagem matemática

A modelagem que foi utilizada no estudo é baseada na modelagem proposta por Cheng *et al.* (2016), como apresentado na Figura 23. Os autores estabeleceram um modelo tipo meio trator que levou em conta na modelagem a massa do motorista mais a do assento, além do amortecimento e rigidez do assento.

Figura 23 – Modelo de meio trator representado por elementos de massa, massa mola e amortecedor para estudo de vibração meio trator



Fonte: Cheng *et al.*, 2016.

Autores como Patil e Palanichamy (1988) também propuseram modelos parecidos ao mostrado anteriormente, contudo, considera ainda os graus de liberdade referentes as diferentes partes do corpo humano. Shihong *et al.* (2016) também apresenta um modelo parecido para o estudo dinâmico de um trator, tomando o fato de tratores agrícolas, principalmente os mais antigos, não apresentarem em sua construção um elemento de suspensão, fazendo com que o efeito de amortecimento seja decorrente do amortecimento viscoso dos pneus.

Na Tabela 5 são exibidos os elementos utilizados na modelagem matemática, como graus de liberdade, molas, amortecedores, bem como as excitações iniciais advinda do estudo da pista e as dimensões do veículo.

Tabela 5 – Caracterização dos elementos do modelo matemático do trator com cinco graus de liberdade

Elemento	Descrição do elemento
M_b	Massa assento-operador
M_c	Massa trator
I_c	Inércia trator
k_b	Rigidez assento
k_{tr}	Rigidez pneu traseiro
k_{dr}	Rigidez pneu dianteiro
c_b	Coefficiente de amortecimento assento
c_t	Coefficiente de amortecimento viscoso rodado traseiro
c_d	Coefficiente de amortecimento viscoso rodado dianteiro
l_b	Distância do centro de gravidade ao assento
l_t	Distância do centro de gravidade ao rodado traseiro
l_d	Distância do centro de gravidade ao rodado dianteiro
x_i	Deslocamento entrada inicial no rodado traseiro
x_{ii}	Deslocamento entrada inicial no rodado dianteiro
z_b	Resposta deslocamento vertical do assento
z_c	Resposta deslocamento vertical do centro de gravidade do trator
θ	Resposta dinâmica angular <i>pitch</i> do trator

Algumas simplificações foram feitas para que fosse realizada a modelagem do sistema. Desconsiderar o efeito de amortecimento do pneu do trator por meio de um sistema de suspensão específico para essa função, foi uma delas, já que essa consideração depende de diversos fatores complexos. Outra apreciação foi desprezar possíveis angulações existentes entre o chassi e os pneus, a fim de reduzir a quantidade de equações que seriam necessárias para descrever o sistema tomando essa premissa.

As equações matemáticas do modelo proposto foram realizadas considerando as premissas de Newton, com relação ao equilíbrio de forças. As Equações de 10 a 12 de equilíbrio dinâmico usadas no estudo são expostas em seguida, para cada grau de liberdade.

Assento:

$$M_b \ddot{z}_b + k_b (z_b - z_c + l_b \theta) + c_b (\dot{z}_b - \dot{z}_c + l_b \dot{\theta}) = 0 \quad (10)$$

Trator (chassi):

$$M_c \ddot{z}_c - k_b(z_b - z_c + l_b \theta) - c_b(\dot{z}_b - \dot{z}_c + l_b \dot{\theta}) + k_t(z_c - x_i - l_t \theta) + c_t(\dot{z}_c - \dot{x}_i - l_t \dot{\theta}) + k_d(z_c - x_{ii} + l_d \theta) + c_d(\dot{z}_c - \dot{x}_{ii} + l_d \dot{\theta}) = 0 \quad (11)$$

Inércia trator:

$$I_c \ddot{\theta} + l_b k_b(z_b - z_c + l_b \theta) + l_b c_b(\dot{z}_b - \dot{z}_c + l_b \dot{\theta}) - l_t k_t(z_c - x_i - l_t \theta) - l_t c_t(\dot{z}_c - \dot{x}_i + l_d \dot{\theta}) + l_d k_d(z_c - x_{ii} + l_d \theta) + l_d c_d(\dot{z}_c - \dot{x}_{ii} + l_d \dot{\theta}) - r F_x = 0 \quad (12)$$

Os valores de rigidez dos pneus foram calculados a partir da equação presente no estudo de Lines e Murphy (1991). Os autores elaboraram uma equação através da avaliação experimental de alguns pneus agrícolas, considerando parâmetros como pressão de insuflação, largura da seção dos pneus e diâmetro do aro.

Os valores característicos do assento foram considerados de acordo com indicações do fabricante. Além disso, foi realizado um experimento com aplicação de massa sobre o assento e medição do deslocamento vertical, a fim de mensurar o valor de rigidez do assento.

4.7.1. Modelagem do sinal de excitação

Para a realização das simulações foram necessárias à aplicação de sinais de entrada de excitação da pista considerando cada tipo de manejo do solo avaliado. A formulação dos sinais de entrada levou em conta o perfil do solo, através da visualização auxiliada pelo uso do perfilômetro posicionado lado a lado.

Considerando um modelo matemático de meio trator, que é embasado no elaborado por Cheng *et al.* (2016) e, por efeito de simplicidade, visto que o estudo foi realizado em apenas duas dimensões e com o propósito de análise de movimentos apenas retilíneos, escolheu-se para este estudo o uso de sinal de excitação de entrada do tipo senoidal. Outro fator motivador para a escolha do sinal senoidal é que este permite considerar o atraso temporal existente entre as entradas dos movimentos nos eixos dianteiros e traseiros do trator.

4.8. Simulação e validação do modelo matemático

O modelo matemático foi implementado no *software SimuLink*[®] *MATLAB*[®] através de blocos e, a simulação foi feita considerando as variáveis de entrada e as constantes inerentes a modelagem.

Foram realizadas simulações computacionais e posterior validação do modelo matemático, dispondo como base os dados experimentais obtidos em campo. A avaliação da adequação do modelo foi determinada a partir do desvio padrão existente entre o valor das acelerações experimentais e simuladas (Equação 13).

$$\text{Desv} = 100 \frac{|a_{\text{exp}} - a_{\text{sim}}|}{a_{\text{exp}}} \quad (13)$$

em que,

Desv = desvio, %;

a_{exp} = aceleração obtida experimentalmente, m s^{-2} ;

a_{sim} = aceleração obtida pela simulação do sistema realizada no *MATLAB*[®], m s^{-2} .

4.9. Vibração transmitida ao operador

A normativa referência mais utilizada para avaliação da exposição a vibrações é a ISO 2631 (1997). Essa norma estabelece faixas de valores aceitáveis que têm como objetivo definir níveis de conforto. Na Tabela 6 são apresentadas escalas valores da norma utilizados para a classificação dos níveis de exposição à vibração em corpo inteiro.

Tabela 6 – Faixas de classificação de conforto considerando a aceleração ponderada RMS em m s^{-2}

Aceleração RMS (m s^{-2})	Classificação
Abaixo de 0,315	Confortável
0,315 a 0,63	Levemente desconfortável
0,8 a 1,6	Desconfortável
1,25 a 2,5	Muito desconfortável
Acima de 2	Extremamente desconfortável

Fonte: Elaborado pela autora – Baseado na Norma ISO 2631-1 (1997).

Autores como Maeda *et al.* (2007) ressaltam sobre a existência de sobreposições dos valores, o que pode ocasionar incertezas sobre o nível de conforto sentido por cada pessoa devido a vibração.

A norma ISO 2631-1 determina metodologias para aferição das vibrações em corpo inteiro. De forma usual, as medições são realizadas através da aferição de níveis de aceleração que podem ser explicitadas de diferentes modos, sendo o mais comum o cálculo estatístico da raiz média quadrática (RMS - *Root Mean Square*), conforme Griffin (1991).

A norma ISO 2631-1: 1997 também estabelece critérios de nocividade a exposição a vibrações, estabelecendo como critério três níveis de severidade, como exibido na Tabela 7.

Tabela 7 – Critérios de severidade a exposição de vibrações em corpo inteiro em $m s^{-2}$

Critérios de Severidade	Valores limite 8h/dia	Classificação
Limite de conforto	0,10 $m s^{-2}$	Sem maior gravidade
Limite de fadiga	0,32 $m s^{-2}$	Provoca redução da eficiência
Limite de exposição	0,63 $m s^{-2}$	Limiar do risco à saúde

Fonte: Elaborado pela autora – Baseado na Norma ISO 2631-1 (1997).

4.10. Transmissibilidade

Para a determinação da transmissibilidade de vibração entre o piso e o assento do trator é necessário o conhecimento do o valor de dose de vibração (VDV), calculado conforme a Equação 14.

$$VDV = \sqrt[4]{\int_0^t [a_j(t)]^4 dt} \quad (14)$$

em que,

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

$a_j(t)$ = aceleração instantânea ponderada ($m s^{-2}$);

t = período de duração do movimento (s).

O valor de transmissibilidade, foi calculado, em conformidade com a Equação 15.

$$SEAT\% = \frac{VDV_a}{VDV_p} \times 100 \quad (15)$$

em que,

T = transmissibilidade (%);

VDV_a = valor de dose de vibração no assento do trator ($m s^{-1,75}$);

VDV_p = valor de dose de vibração no piso do trator ($m s^{-1,75}$).

5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

5.1. Caracterização da área experimental

Inicialmente são apresentados os resultados referentes as características da área experimental visto a importância para o melhor entendimento e avaliação das respostas a vibração do conjunto trator-semeadora-adubadora durante operação em regime de manejo de preparo convencional e plantio direto.

5.1.1. Teor de água e densidade do solo

Observa-se na Tabela 8 que quanto maior a profundidade maiores os valores de densidade do solo, para todos os tratamentos. Os dados, para verificação de teor de água e densidade do solo, foram coletados em dias consecutivos.

Tabela 8 - Teor de água e densidade do solo em dois sistemas de plantio da área experimental em função da profundidade da amostra

Manejo	Profundidade (m)	Teor de água (%)	Densidade (g cm ⁻³)
Plantio direto	0,0 – 0,1	26,68	1,17
	0,1 – 0,2	27,45	1,23
Plantio convencional	0,0 – 0,1	22,44	1,09
	0,1 – 0,2	23,86	1,14

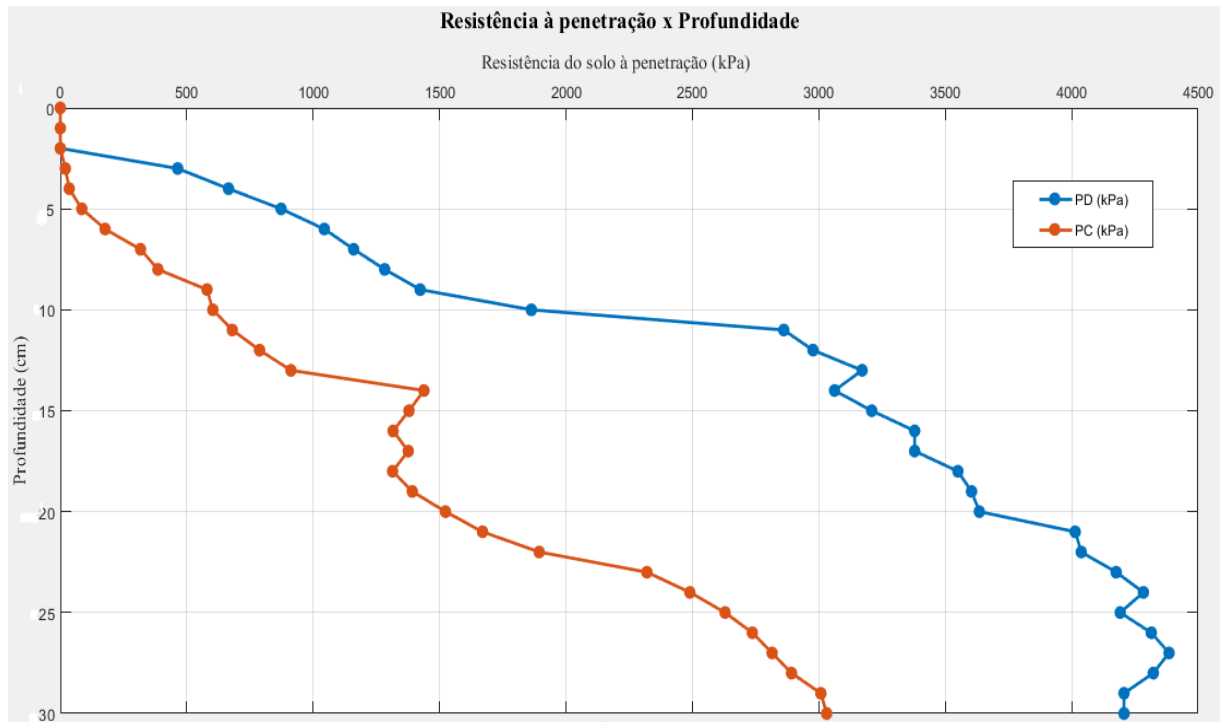
O preparo convencional do solo proporcionou, em ambas as faixas de profundidade estudadas, valores de densidade inferiores aos mensurados sobre o sistema de plantio direto, conforme observado na Tabela 8. Gubiani *et al.* (2015) indicam que o plantio direto pode promover problemas de compactação do solo, mais frequentes que o manejo convencional, o que pode vir a se tornar um problema na área de cultivo.

5.1.2. Resistência do solo à penetração

Os valores médios encontrados de resistência do solo à penetração na área de estudo, em plantio direto (PD) e, posteriormente ao preparo convencional (PC) de solo com arado e grade estão na Figura 24.

Os maiores valores de resistência do solo à penetração do solo foram encontrados no sistema de plantio direto. Os valores de resistência a penetração do solo aumentaram com o aumento da profundidade de amostragem nas duas condições de plantio.

Figura 24 - Resistência do solo à penetração da área estudada em sistema de plantio direto (PD) e sistema de preparo convencional (PC)



Fonte: Autora.

Estudos sobre influência do sistema de manejo na resistência a penetração do solo, realizados por Reichert *et al.* (2009), mostraram que o preparo convencional apresentou menores valores de resistência do solo à penetração, comparativamente a outros tipos de manejo.

5.1.3. Matéria seca e cobertura vegetal

O valor médio de cobertura vegetal encontrado no experimento foi de 6.042 kg ha⁻¹. Alvarenga *et al.* (2001), ressaltaram quanto ao valor mínimo 6.000 kg ha⁻¹ de cobertura vegetal é um dos diversos parâmetros para caracterização de determinada área como um sistema de plantio direto. Deste modo, o valor encontrado no presente experimento torna-se classificado como plantio direto, conforme os autores citados.

5.1.4. Análise textural do solo

Considerando as amostras de solo retiradas do local do experimento, pode-se classificar o solo, através da análise granulométrica, como sendo argiloso, contendo 56 dag kg⁻¹ (EMBRAPA, 2017). Na Tabela 9 são apresentados os resultados das frações granulométricas do solo.

Tabela 9 - Composição granulométrica do solo estudado

Fração granulométrica	dag kg ⁻¹
Areia	25
Silte	19
Argila	56

5.1.5. Taxa de redução de percurso dos rodados do trator

Para a avaliação da taxa de redução de percurso dos rodados do trator, escolheu-se o desmembramento dos fatores para observação da influência dos diferentes fatores no efeito de redução do percurso dos rodados. Como é possível observar na Tabela 10, os valores de taxa de redução do percurso para o rodado traseiro apresentam diferença significativa entre os tratamentos de sistema de manejo. Os valores encontrados para os rodados dianteiros, na mesma situação de estudo, não apresentaram diferença estatística, por isso não foram apresentados nessa tabela.

Tabela 10 - Taxa de redução do percurso dos rodados traseiros dos tratores em duas situações de manejo do solo: preparo convencional e plantio direto

Manejo do solo	Taxa de redução do percurso (%)
Preparo convencional	9,02 b
Plantio direto	11,71 a

As médias seguidas pela mesma letra não diferem estatisticamente entre si ao nível de 5% de probabilidade pelo teste Tukey.

O sistema de plantio direto apresentou, nesse estudo, maiores valores de taxa de redução do percurso do que o sistema convencional (Tabela 10). Uma das justificativas para os valores encontrados pode estar atrelada ao fato de o material existente na área inicialmente

ter sido roçado para que o experimento pudesse ser realizado. Esse material vegetativo pode ter contribuído para a redução de percurso dos rodados.

Os resultados podem ser corroborados pelo estudo de Furlani *et al.* (2008), que estudaram o desempenho de uma semeadora-adubadora em função do tipo de preparo do solo, também obtiveram maiores valores de taxa de redução do percurso do conjunto trator semeadora-adubadora durante a operação no sistema de plantio direto.

Os valores encontrados para a taxa de redução do percurso em ambos os tipos de manejo apresentaram valores próximos aos estabelecidos por Mialhe (1996), que determinou faixa ótima de taxa de redução do percurso para a ocorrência de maior desempenho do trator como sendo entre 7 a 10%. Já, a ASAE (2003) propõe valores de taxa de redução do percurso na faixa de 8 a 10 % em solos não mobilizados e de 11 a 13% em solos mobilizados para o alcance da máxima eficiência de tração.

A pressão interna dos pneus interfere, de forma direta, na resposta de tração de um trator agrícola, já que a redução ou aumento da pressão interna causa variações na área de contato do pneu com o solo, alterando, por consequência, a capacidade de tração (LYASKO, 2010). Contudo, no presente estudo, para as pressões analisadas não foi observada influência estatística significativa nos valores de taxa de redução do percurso quando houve a redução dos valores de pressão interna dos pneus.

No trabalho de Furlani *et al.* (2008) os valores de taxa de redução do percurso não apresentaram diferenças estatísticas considerando a influência dos valores de pressão, de acordo com os autores. Feitosa *et al.* (2015) estudando a influência de pressão interna dos pneus e diferentes velocidades de deslocamento, ao avaliarem a taxa de redução do percurso dos rodados do trator em função desses fatores estudados encontraram que os valores não afetaram significativamente a taxa de redução do percurso dos rodados.

Na Tabela 11 é possível observar os valores de taxa de redução do percurso considerando diferentes velocidades do estudo para ambos os rodados – traseiro e dianteiro.

Tabela 11 - Taxa de redução do percurso dos rodados traseiros e dianteiros dos tratores em função das velocidades de trabalho

Velocidade (km h ⁻¹)	Taxa de redução do percurso (%)	
	Rodado traseiro	Rodado dianteiro
3	9,49 b	4,71 c
5	10,81 a	7,66 a
8	10,34 a	6,31 b
10	10,84 a	7,72 a

As médias seguidas pela mesma letra, na coluna, não diferem estatisticamente entre si ao nível de 5% de probabilidade pelo teste Tukey.

Com é visto na Tabela 11, para ambos os rodados a menor velocidade apresentou os menores valores de taxa de redução do percurso. Em estudos realizados por Mahl (2006) em solo argiloso, a autora encontrou acréscimo de cerca 17% no efeito de taxa de redução do percurso com aumento da velocidade de operação de 5,5 para 10,1 km h⁻¹.

Gabriel Filho *et al.* (2010) quando avaliaram o desempenho de um trator agrícola em diferentes superfícies de solo e velocidades de deslocamento observaram que o aumento gradativo da velocidade de operação, de aproximadamente 3,5 a 6,0 km h⁻¹, não modificou significativamente os valores de taxa de redução do percurso do trator.

5.2. Força de tração

A magnitude das forças de tração exigidas para operação de semeadura em sistema de preparo convencional e em sistema de plantio direto, são apresentadas na Tabela 12. Considerando as condições de mesma carga imposta ao implemento – 200 kg de sementes e 120 kg de adubo, citados anteriormente – nas duas condições de manejo do solo, percebe-se maior exigência de tração durante a operação realizada em plantio direto.

Tabela 12 – Força de tração considerando as duas situações de manejo do solo: preparo convencional e plantio direto

Manejo do solo	Força de Tração (kN)
Preparo convencional	5,90 b
Plantio direto	10,45 a

As médias seguidas pela mesma letra não diferem estatisticamente entre si ao nível de 5% de probabilidade pelo teste Tukey.

Uma justificativa para os valores mensurados se dá pelo o comportamento observado com relação a resistência ao cisalhamento do solo, que diminui sua magnitude quando ocorre a aplicação de algum tipo de preparo do solo, interferindo, dessa forma, na força de tração exigida. Estudo feito por Munkholm *et al.* (2001), constatou que as áreas que foram preparadas seguindo o método convencional apresentaram valores menores de resistência ao cisalhamento do solo quando comparadas as áreas de cultivo mínimo.

A eficiência da capacidade de tração sofre influência de diversos fatores como, resistência do solo ao rolamento, taxa de redução do percurso, tipo de pneu, disposição do peso. Yanai *et al.* (1999) destacaram ainda as condições de superfície do solo, dependendo da existência, do tipo e do volume de cobertura vegetal. Em conformidade com o evidenciado pelos autores citados anteriormente, os valores de força de tração no sistema de plantio direto podem ser uma resposta direta dos valores encontrados para a taxa de redução do percurso dos rodados, que apresentaram maior magnitude na condição de plantio direto imposta.

Avaliando o desempenho de um trator em condições variadas de cobertura vegetal, Gabriel Filho *et al.* (2004) constataram que os coeficientes de taxa de redução do percurso se mostraram mais elevados mediante a maiores volumes de matéria seca presentes na superfície do solo, o que é responsável por reduzir a eficiência de tração. Mahl (2006), também, afirma que a superfície com a presença da palhada induz a um aumento da taxa de redução do percurso, o que pode ocasionar aumento da demanda de força de tração na barra de tração.

Outro fator que pode explicar a diferença existente entre os valores de força de tração mensurados é o tipo de ferramenta utilizada para abertura de sulco para semeadura e adubação no sistema de plantio direto. No experimento, o mecanismo utilizado foi desenvolvido pela SEMEATO e é do tipo haste sulcadora (facão guilhotina). Este tipo de ferramenta implementada nas semeadoras-adubadoras, segundo Benez (2002) possibilita que o rompimento das camadas superficiais do solo seja realizado concomitantemente a operação de semeadura, porém o autor evidencia que isso provoca significativos aumento da força de tração exigida para função.

As diferentes pressões e velocidades, utilizadas no estudo, não influenciaram significativamente os valores referentes as forças de tração encontrados.

5.3. Vibrações

Na Tabela 13 são apresentados os valores de vibração no assento, respectivamente, nos eixos Y e Z, considerando a influência do tipo manejo do solo. Pelo que pode ser visto, os valores de vibração apresentaram-se com maiores valores quando a operação foi realizada no sistema de plantio direto. Este fato pode estar atrelado aos valores de força de tração encontrados para os tipos de manejo do solo que, conseqüentemente, podem estar associados a deformações nos pneus, que, juntamente, com os diferentes tipos de superfície podem influenciar de maneira significativa nos valores de vibração (LANÇAS, 1997).

Tabela 13 - Vibrações no assento nas direções Y e Z, considerando os tipos de preparo do solo: preparo convencional e plantio direto

Manejo do solo	Aceleração RMS ($m\ s^{-2}$)	
	Eixo Y	Eixo Z
Preparo convencional	0,85 b	0,32 b
Plantio direto	1,25 a	0,66 a

As médias seguidas pela mesma letra, na coluna, não diferem estatisticamente entre si ao nível de 5% de probabilidade pelo teste Tukey.

Mehta *et al.* (2000) ao estudarem a ação de diferentes superfícies na vibração ocupacional em tratores (solo preparado com aração e gradagem, estradas, solo “não preparado”) observaram valores superiores no solo “não preparado”, com mínimo revolvimento do solo. Os valores encontrados pelos autores, equiparam-se aos valores observados na Tabela 13.

As pressões impostas no presente estudo não provocaram influência estatística significativa nos valores de vibração do assento, apesar de possuírem um comportamento de redução dos valores de aceleração mensurados quando, também, ocorria diminuição das magnitudes de pressões estudadas.

Cuong *et al.* (2013), estudando a magnitude de vibrações verticais em tratores, constataram que o aumento da pressão dos pneus, em combinação com diferentes velocidades, provocou aumento das vibrações incidentes nos operadores.

Franchini (2007) obteve, em seus estudos, resultados de menores valores de vibração incidente quando operava utilizando as maiores pressões internas do pneu impostas no estudo. Já nos estudos realizados por Ribas *et al.* (2014), os valores de aceleração encontrados durante o estudo, não apresentaram diferença significativa entre si alterando a pressão imposta

aos pneus. Sendo assim, as pressões internas dos pneus, dependendo dos outros fatores estudados, podem ou não influenciar de maneira estatística nos resultados de vibração.

Avaliando as acelerações mensuradas estatisticamente com relação as diferentes velocidades foram observadas a existência de diferença estatística significativa, conforme apresentado na Tabela 14.

Tabela 14 - Vibrações no assento nas direções Y e Z, considerando a influência de diferentes velocidades de trabalho

Velocidade (km h ⁻¹)	Aceleração (m s ⁻²)	
	Eixo Y	Eixo Z
3	0,84 c	0,38 b
5	1,25 a	0,41 b
8	1,02 b	0,42 b
10	1,09 b	0,54 a

As médias seguidas pela mesma letra, na coluna, não diferem estatisticamente entre si ao nível de 5% de probabilidade pelo teste Tukey.

Como é possível observar na Tabela 14, a vibração na direção Y apresentou menores valores na menor velocidade estudada. Já, para na direção Z, os valores de vibração, apresentaram-se estatisticamente iguais para as velocidades de 3, 5 e 8 km h⁻¹. Estudo realizado por SANTOS (2019), comparando valores de vibrações entre operações com trator e conjuntos trator-implementos, constatou que para todos os tratamentos, o aumento da velocidade de deslocamento do trator provocou aumento das acelerações médias para os três eixos ortogonais, X (longitudinal), Y (transversal) e Z (vertical).

Mehta *et al.* (2000) observaram vibrações mais elevadas nos tratamentos que possuíam as maiores velocidades, sendo assim, os autores concluíram que as desuniformidades da superfície do terreno e a velocidade de operação do trator, são fatores independentes responsáveis por aumentos significativos nos valores de vibração para os três eixos ortogonais.

Para as vibrações no assento, percebe-se que a magnitude dos valores foi maior na direção Y que na direção Z, em grande parte das condições estudadas. Cunha *et al.* (2009) e Santos (2017) encontram situação semelhante em seus respectivos estudos, onde as magnitudes de aceleração na direção do eixo vertical foram menores que no eixo transversal, indicando suposta eficiência da suspensão dos assentos, reduzindo, dessa forma, as vibrações incidentes no operador.

A interação entre os sistemas de manejo e a velocidade apresentaram efeito significativo nos níveis de vibração, e esses dados são apresentados na Tabela 15.

Tabela 15 - Valores de vibrações no assento nas direções Y e Z, tendo em vista a interação entre os tipos de preparo do solo e velocidades

		Aceleração Eixo Y ($m s^{-2}$)			
Manejo do solo	Velocidade ($km h^{-1}$)				
	3	5	8	10	
Preparo convencional	0,76 bB	0,96 bA	0,75 bB	0,95 bA	
Plantio direto	0,93 aC	1,54 aA	1,29 aB	1,24 aB	

		Aceleração Eixo Z ($m s^{-2}$)			
Manejo do solo	Velocidade ($km h^{-1}$)				
	3	5	8	10	
Preparo convencional	0,28 bC	0,34 bB	0,36 bB	0,42 bA	
Plantio direto	0,60 aC	0,67 aB	0,64 aBC	0,75 aA	

As médias seguidas pela mesma letra maiúscula na linha e minúscula na coluna não diferem estatisticamente entre si ao nível de 5% de probabilidade pelo teste Tukey.

Dos resultados da interação entre o tipo de manejo e as velocidades, percebe-se que para todas as interações, a vibração no plantio direto apresentou valores maiores que os valores apresentados no sistema convencional, nos dois eixos estudados. Além disso, os maiores valores foram encontrados na direção Y, o que é corroborado por Scarlett *et al.* (2007), que elucidaram sobre a incapacidade da suspensão, presente nos assentos, em diminuir as vibrações incidentes no eixo transversal, o que promove desconforto ao operador.

Avaliando a influência da velocidade dentro do tipo de manejo, percebe-se que a menor velocidade proporcionou menores valores de vibração no plantio direto, já para o sistema convencional no eixo lateral os maiores valores foram observados na velocidade de 5 e 10 $km h^{-1}$. Esses valores podem ter sofrido influência de alguma irregularidade existente no terreno.

Autores como Barceló *et al.* (2004), salientaram que o incremento de velocidade em terrenos com superfícies irregulares, principalmente, com a propagação do uso do sistema de plantio direto, elevou possíveis problemas associados a vibrações ocupacionais.

Considerando os critérios de severidade impostos pela ISO 2631-1, a vibração ocorrida durante o trabalho realizado no regime de preparo convencional foi capaz de reduzir a eficiência da operação e, no manejo de plantio direto de provocar risco a saúde.

Os valores de vibração para base do trator para as direções Y e Z, considerando os diferentes tipos de manejo, são expostos na Tabela 16, abaixo. Nos dois eixos, a vibração foi maior no sistema de plantio direto e, no eixo horizontal.

Tabela 16 - Vibrações na base do assento nas direções Y e Z, considerando os tipos de preparo do solo: preparo convencional e plantio direto

Manejo do solo	Aceleração ($m\ s^{-2}$)	
	Eixo Y	Eixo Z
Preparo convencional	0,73 b	0,69 a
Plantio direto	0,82 a	0,68 b

As médias seguidas pela mesma letra não diferem estatisticamente entre si ao nível de 5% de probabilidade pelo teste Tukey.

Pinho *et al.* (2014) elucidaram que o tipo de implemento agrícola utilizado durante determinada operação e, as características da superfície do solo influenciam de maneira relevante nas magnitudes dos valores de vibração, segundo os autores, principalmente na direção vertical.

Na Tabela 17 são mostrados os valores de vibração na base tomando as pressões como fatores influentes. Percebe-se que o decréscimo da pressão ocasionou menores vibrações. Isso pode acontecer devido a alteração dos valores de rigidez dos pneus dos tratores que, por consequência, podem influir nos valores de vibração incidentes.

Tabela 17 - Vibrações na base do assento nas direções Y e Z, considerando as pressões de 20, 15 e 10 psi

Pressão (psi)	Aceleração ($m\ s^{-2}$)	
	Eixo Y	Eixo Z
20	0,82 a	0,73 a
15	0,80 a	0,66 b
10	0,69 b	0,67 b

As médias seguidas pela mesma letra não diferem estatisticamente entre si ao nível de 5% de probabilidade pelo teste Tukey.

Leite (2015) ao estudar o desempenho de um trator tomando os efeitos de velocidade, pressão interna e tipo construtivo dos pneus, concluiu que o aumento da pressão interna dos pneus implicou, diretamente, no incremento dos níveis de vibração nos sentidos horizontal e vertical, apoiando os valores apresentados na Tabela 17.

Os valores de vibração na base considerando a influência da velocidade são apresentados na Tabela 18. Observa-se que as menores velocidades proporcionaram menores de vibração, em ambos os eixos.

Tabela 18 - Vibrações na base do assento nas direções Y e Z, considerando a influência de diferentes velocidades de trabalho

Velocidade (km h ⁻¹)	Aceleração (m s ⁻²)	
	Eixo Y	Eixo Z
3	0,64 b	0,65 b
5	0,66 b	0,64 b
8	0,91 a	0,72 a
10	0,89 a	0,74 a

As médias seguidas pela mesma letra não diferem estatisticamente entre si ao nível de 5% de probabilidade pelo teste Tukey.

Cuong *et al.* (2013) ao estudarem os efeitos de velocidade de deslocamento do trator e pressão interna dos pneus sob a resposta dos níveis de vibrações de corpo inteiro observaram que os valores de aceleração eficaz média (RMS) de vibração, em todas as condições estudadas aumentaram à medida que a velocidade de avanço do trator era elevada. A constatação dos autores, anteriormente citados, corrobora com os resultados encontrados na Tabela 18, que evidencia influência do aumento na velocidade no aumento na vibração.

Na Tabela 19 são apresentados os valores de vibração para interação entre sistema de manejo do solo e a pressão interna dos pneus, para a base do assento na direção Y e Z, respectivamente.

Por não possuir um sistema específico de amortecimento, esse papel em vários tratores, principalmente nos antigos, é realizado pelos pneus de borracha. Considerando o material e os aspectos construtivos, os pneus podem sofrer variações nos valores de rigidez por diversos motivos, sendo um deles a pressão interna (GOERING *et al.*, 2003). Por avaliação de diferentes estudos há um entendimento que com o aumento da pressão ocorra, por consequência, um aumento da rigidez dos pneus.

Dessa forma, se considerarmos a própria construção do trator e o vínculo existente entre os eixos, onde os pneus são apoiados, e o chassi, posição da base do assento, pode-se inferir que a variação da pressão pode ser responsável por alterar a resposta dos valores de vibrações. Essa relação entre eixo e chassi, também, é vista na modelagem matemática do sistema.

Tabela 19 - Valores de vibrações na base do assento nas direções Y e Z, tendo em vista a interação entre os tipos de preparo do solo e pressão interna dos pneus

Aceleração Eixo Y ($m s^{-2}$)			
Manejo do solo	Pressão (psi)		
	20	15	10
Preparo convencional	0,73 bAB	0,77 bA	0,69 aB
Plantio direto	0,91 aA	0,84 aB	0,70 aC

Aceleração Eixo Z ($m s^{-2}$)			
Manejo do solo	Pressão (psi)		
	20	15	10
Preparo convencional	0,68 bA	0,70 aA	0,69 aA
Plantio direto	0,78 aA	0,62 bB	0,64 bB

As médias seguidas pela mesma letra maiúscula na linha e minúscula na coluna não diferem estatisticamente entre si ao nível de 5% de probabilidade pelo teste Tukey.

De acordo com os valores acima, a combinação de plantio direto e maior pressão interna dos pneus, proposta neste estudo, apresentou e em ambas as direções avaliadas – Y e Z – os maiores valores eficazes de vibração. Todos os valores de vibração considerando a interação entre tipo de manejo e pressão, quando comparados a norma, encontram-se acima do nível limite à exposição, sendo assim, provocando risco à saúde.

Considerando os resultados apresentados anteriormente, e comparando-os com as faixas de desconfortos estabelecidos pela Norma ISO 2631-1 (1997), é possível estabelecer considerações para os valores mensurados. No eixo Y, avaliando os níveis de exposição de vibração perceptíveis no assento, tomando as duas condições de manejo do solo é possível classificar a operação de semeadura no plantio convencional como sendo uma operação pouco desconfortável/desconfortável, já no plantio direto desconfortável.

Avaliando o eixo Z na operação em regime de plantio convencional seria classificada como confortável e pouco desconfortável no plantio direto. Deve-se salientar sobre a existência de estudos que indicam contradições nos valores de referência da norma, apresentando grande variabilidade na sensação de desconforto sentida por cada indivíduo (MRAD, 2018).

O operador percebe a variação de vibração também pelo contato com a base do assento. Sendo assim, avaliando-se os valores mensurados na base do assento durante a operação de semeadura em ambas condições de manejo do solo, observa-se para os dois eixos estudados uma classificação de pouco confortável.

No presente estudo, não foi observado interação significativa entre os fatores de sistema de plantio e velocidade deslocamento na base do assento, na direção Z. Entretanto, foram encontradas diferenças estatísticas significativas para interação no eixo Y, como pode ser observado na Tabela 20.

Tabela 20 - Valores de vibrações na base do assento na direção Y, tendo em vista a interação entre os tipos de preparo do solo e velocidade de operação

Manejo do solo	Aceleração Eixo Y ($m\ s^{-2}$)			
	Velocidade ($km\ h^{-1}$)			
	3	5	8	10
Preparo convencional	0,62 aB	0,64 aB	0,85 bA	0,81 bA
Plantio direto	0,66 aB	0,67 aB	0,96 aA	0,97 aA

As médias seguidas pela mesma letra maiúscula na linha e minúscula na coluna não diferem estatisticamente entre si ao nível de 5% de probabilidade pelo teste Tukey.

Assim, como os resultados do trabalho de Sandi *et al.* (2018) as menores velocidades proporcionaram menor energia e maior estabilidade do trator no decorrer do deslocamento, possibilitando, assim, maior contato dos pneus com o terreno e, conseqüentemente, redução da intensidade das vibrações que ocorrem durante a operação. Em contrapartida, as maiores velocidades foram responsáveis pelos maiores valores de acelerações médias, visto a maior energia inercial.

Os valores da interação entre pressão interna dos pneus e velocidade de deslocamento, na base do assento do trator acoplado a uma semeadora-adubadora, são expostos na Tabela 21, para ambos eixos estudados.

Tabela 21 - Valores de vibrações na base do assento nas direções Y e Z, tendo em vista a interação entre a pressão interna dos pneus e velocidade de operação

Aceleração Eixo Y (m s ⁻²)				
Pressão (psi)	Velocidade (km h ⁻¹)			
	3	5	8	10
20	0,73 aB	0,74 aB	0,88 bA	0,92 aA
15	0,61 bC	0,65 bC	1,06 aA	0,90 abB
10	0,57 bB	0,58 bB	0,77 cA	0,84 bA

Aceleração Eixo Z (m s ⁻²)				
Pressão (psi)	Velocidade (km h ⁻¹)			
	3	5	8	10
20	0,69 aC	0,71 aBC	0,75 aAB	0,78 aA
15	0,64 bC	0,58 cD	0,68 bB	0,73 bA
10	0,63 bB	0,64 bB	0,72 abA	0,69 cA

As médias seguidas pela mesma letra maiúscula na linha e minúscula na coluna não diferem estatisticamente entre si ao nível de 5% de probabilidade pelo teste Tukey.

Os maiores valores de vibração foram constatados, para ambos os eixos na condição de maior velocidade e maior pressão interna de pneus, assim como, os menores valores foram verificados nos menores valores de velocidade e pressão. Estes resultados são validados pelo trabalho de Santos (2016), que estudou condições de pressão interna, velocidade de deslocamento e cobertura vegetal do solo influenciando nos níveis de vibrações incidentes no corpo inteiro e mãos e braços.

Villibor *et al.* (2015) ao avaliarem vibração incidente na base do assento do trator durante operação de subsolagem, observaram que o maior valor estimado para aceleração eficaz estava relacionado de forma direta à combinação entre a maior velocidade operacional e a menor pressão interna dos pneus. Segundo os autores as vibrações na base do assento também apresentaram níveis fora da faixa de conforto, o que indica a necessidade de melhoria ergonômica nos projetos de assentos.

Nas Tabelas 22 e 23 são apresentados os valores de vibração nos eixos traseiro e dianteiro para os diferentes tratamentos utilizados no presente estudo: tipo de manejo, pressão interna dos pneus e velocidade de deslocamento. A interação entre os efeitos estudados não se mostrou significativa estatisticamente ao nível de 5% pelo teste Tukey, por isso a apresentação dos dados foi feita considerando cada fator separadamente.

Tabela 22 - Vibrações no eixo traseiro nas direções Y e Z, considerando cada fator separadamente: tipo de manejo do solo, pressão interna dos pneus e velocidade de operação

Manejo do solo	Aceleração (m s ⁻²)	
	Eixo Y	Eixo Z
Preparo convencional	1,21 b	1,50 b
Plantio direto	2,32 a	2,54 a
Pressão (psi)	Aceleração (m s ⁻²)	
	Eixo Y	Eixo Z
20	2,81 a	2,54 a
15	1,30 b	1,71 c
10	1,26 b	1,88 b
Velocidade (km h ⁻¹)	Aceleração (m s ⁻²)	
	Eixo Y	Eixo Z
3	1,26 c	1,52 c
5	1,31 c	1,60 c
8	2,73 a	2,75 a
10	1,78 b	2,12 b

As médias seguidas pela mesma letra não diferem estatisticamente entre si ao nível de 5% de probabilidade pelo teste Tukey.

Os valores de vibração apresentados na Tabela 22 indicam inversão da magnitude dos valores considerando os eixos Y e Z, diferentemente do encontrado para os valores no assento, nessa tabela os valores referentes ao eixo Z apresentaram valores maiores que os valores no eixo Y, na maior parte das condições estudadas.

Tabela 23 - Vibrações no eixo dianteiro na direção Z, considerando cada fator separadamente: tipo de manejo do solo, pressão interna dos pneus e velocidade de operação

Manejo do solo	Aceleração (m s ⁻²)
Preparo convencional	2,71 b
Plantio direto	3,09 a
Pressão (psi)	Aceleração (m s ⁻²)
20	3,15 a
15	2,82 b
10	2,78 b
Velocidade (km h ⁻¹)	Aceleração (m s ⁻²)
3	2,33 c
5	2,97 b
8	3,01 b
10	3,36 a

As médias seguidas pela mesma letra não diferem estatisticamente entre si ao nível de 5% de probabilidade pelo teste Tukey.

Considerando os valores de aceleração encontrados nos eixos traseiro e dianteiro do trator, no eixo Z, percebe-se que os maiores valores ocorreram no eixo dianteiro. Os valores encontrados na Tabela 23 podem ter apresentado valores maiores que os da Tabela 22, visto a própria configuração do trator estudado, que se trata de um trator 4x2 TDA, que possui rodados dianteiros menores, o que implica em menor capacidade de absorção das vibrações quando comparado aos pneus traseiros. Além disso, a própria distribuição de peso que esse tipo de trator apresenta, de 40% sobre os rodados dianteiro e 60% sobre os rodados traseiros, pode ter influenciado na diferença entre os valores de aceleração mensurados.

Esses valores são confirmados pelo estudo de Villibor *et al.* (2015) que obtiveram aceleração eficaz no eixo dianteiro maior do que no eixo traseiro nas operações de aração e gradagem, com o funcionamento da tração auxiliar.

Santos (2017) ao analisar os dados de vibração próximo ao coxim, constatou que os valores de aceleração no eixo Z apresentaram magnitude maior que as acelerações encontradas na base do assento no interior da cabine. De acordo com o autor, esse comportamento ocorreu em consequência de que as acelerações incidentes não ultrapassam sistemas de amortecimento hábeis antes de chegarem aos coxins.

5.4. Transmissibilidade

Os resultados de valor transmissibilidade, entre os valores de aceleração do assento e da base do assento, obtidos foram de 40,34% no trabalho durante o preparo convencional e de 98,58% na operação no regime de plantio direto. Tais valores indicam que o assento utilizado proporcionou absorção das vibrações transmitidas do piso da cabine para o assento, na direção Z (vertical), durante a operação de semeadura. Entretanto, percebe-se que a proporção na redução da vibração foi diferente nas condições de manejo do solo, sendo cerca de 60% de atenuação para o plantio convencional e, de apenas, aproximadamente 3% para o plantio direto.

Em análise de valores transmissibilidade de um trator operando com diferentes tipos de implementos, Santos (2019) encontrou resultados de valor SEAT% que proporcionaram atenuação das vibrações em cerca de 20%, aproximadamente. Esses valores, como elucidado pela autora são incomuns para assentos simples, sem sistemas mais específicos de amortecimento.

Já para direção Y (transversal), os valores de transmissibilidade calculados, para a operação de semeadura, foram de 135,47% no preparo convencional e de 140,13% no plantio

direto. Diferente do encontrado na direção vertical, no estudo para direção lateral, ocorreu amplificação dos valores de aceleração. Sendo assim, o assento aumenta as vibrações incidentes no operador.

Pinho (2014) encontrou valores de transmissibilidade do piso da cabine para o assento trator, em todas as condições estudadas, na ordem de 20 vezes a taxa de aceleração no assento em comparação ao piso. Embasado em citação do autor Walber (2009), Pinho (2014) assumiu que essa ocorrência aconteceria em razão do efeito de amplificação da vibração no assento.

Avaliando a influência da utilização de diferentes tipos de lastros durante a operação de semeadura em condução de plantio direto, Santos (2017) observou que os valores das médias de SEAT% foram superiores a 100%, em todos os tratamentos estudados pelo autor. Estes resultados indicaram que o sistema de amortecimento, presente no assento do trator analisado, não reduziu os valores de vibrações e, por isso, pode afetar o rendimento do operador.

Autores como Van Niekerk *et al.* (2003) explanaram sobre a importância da utilização do método SEAT% para a determinação da capacidade de amenização ou amplificação das vibrações, visto que a maior incidência sob os operadores de tratores agrícolas é advinda do assento.

Os valores mensurados para o efeito de transmissibilidade do assento nas direções Y e Z podem ser explicados levando em conta as próprias características de projeto do assento do trator, que são apresentadas na Figura 25.

Figura 25 - Assento do trator John Deere modelo 5705 4x2 TDA e detalhamento do sistema de amortecimento do assento



Fonte: Adaptado pela autora.

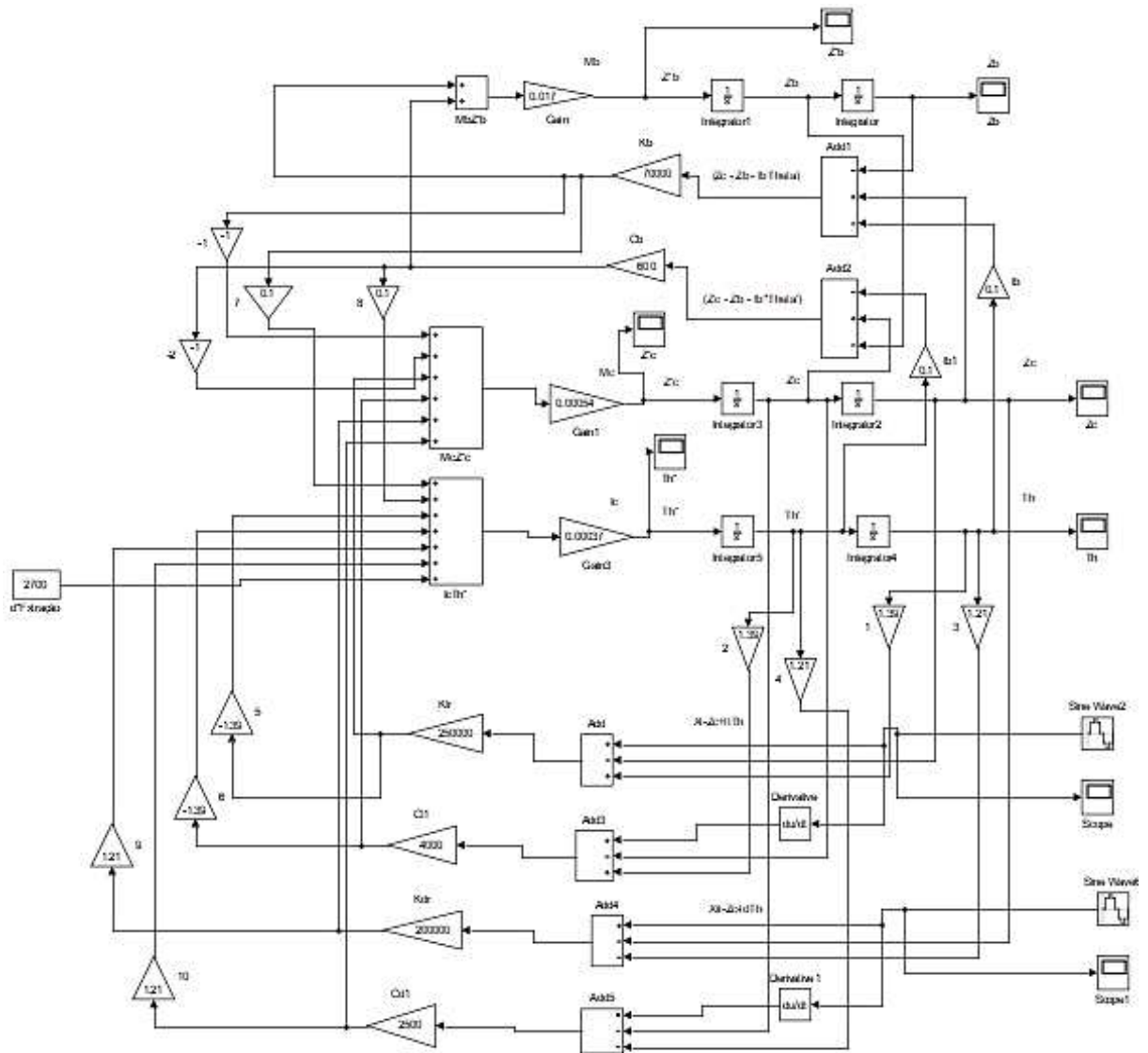
Pela visualização da Figura 25, percebe-se que não existem elementos que suportem ou possuam a função de atenuar, o desenvolvimento e propagação de forças e movimentos laterais, o que pode ser o indicio para os efeitos de amplificação dos valores de vibração incidente no assento do operador na direção lateral.

Os estudos dos valores de transmissibilidade são importantes para o entendimento do comportamento da vibração sobre o operador e, conseqüentemente, torna-se um parâmetro de projeto, visto que adequação dos valores de transmissibilidade possibilita locais de trabalho mais adaptados aos trabalhadores. Sendo assim, indicam-se melhorias na estrutura do assento, bem como possíveis mudanças dos materiais utilizados na construção devem ser fonte de estudos posteriores.

5.5. Simulação computacional

O modelo computacional elaborado no *MATLAB/SimuLink*[®] têm suas respostas a excitação de entrada estudadas abaixo. O diagrama de blocos elaborado para a simulação do sistema é exibido na Figura 26. O detalhamento do diagrama de blocos elaborado para este estudo foi disposto no Apêndice A.

Figura 26 – Diagrama de blocos do modelo matemático de meio trator considerando as características do estudo



Fonte: Autora.

Para avaliação da modelagem matemática e, conseqüentemente do modelo computacional elaborado, apresentado anteriormente, foi necessário a inserção na rotina dos parâmetros construtivos do trator estudado. Na Tabela 24 são listados os valores desses parâmetros.

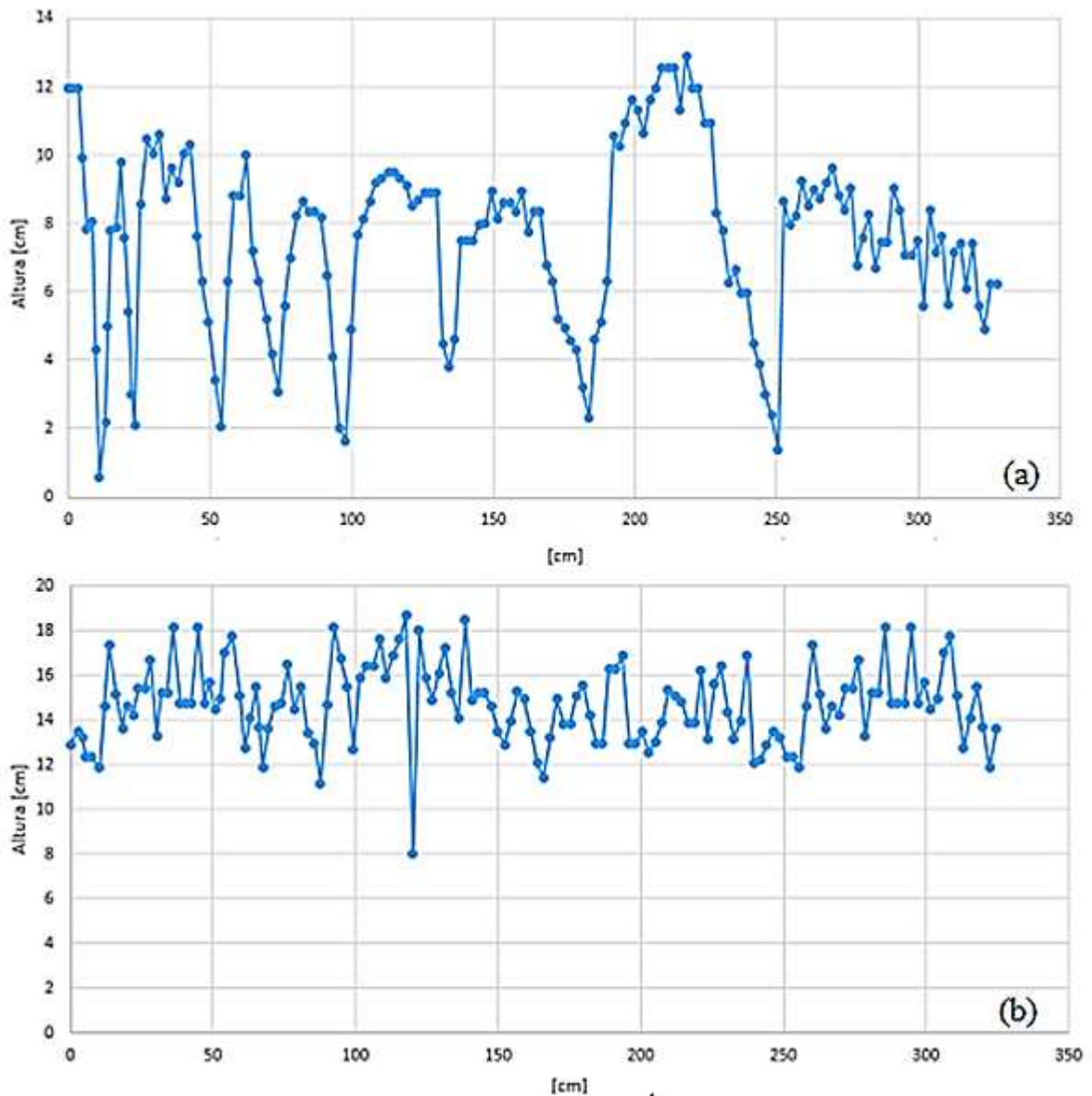
Tabela 24 – Valores dos parâmetros construtivos do trator

Elemento	Descrição	Valor
M_b	Massa assento-operador	120 kg
M_c	Massa trator	3200 kg
I_c	Inércia trator	7210,66 kg m ²
k_b	Rigidez assento	7,0.10 ⁴ N m ⁻¹
k_{tr}	Rigidez pneu traseiro	2,5.10 ⁵ N m ⁻¹
k_{dr}	Rigidez pneu dianteiro	2,0.10 ⁵ N m ⁻¹
c_b	Coef. de amortecimento assento	600 Ns m ⁻¹
c_t	Coef. de amortecimento viscoso rodado traseiro	2,5.10 ³ Ns m ⁻¹
c_d	Coef. de amortecimento viscoso rodado dianteiro	2,0.10 ³ Ns m ⁻¹
l_b	Distância do CG ao assento	0,10 m
l_t	Distância do CG ao rodado traseiro	1,21 m
l_d	Distância do CG ao rodado dianteiro	1,39 m
r	Distância do CG a barra de tração	0,26 m

Os valores de rigidez dos pneus, apresentados na Tabela 24, foram comparados aos de outros estudos que mensuraram experimentalmente os valores de rigidez para diferentes tipos de pneus agrícolas, como os estudos de Taylor *et al.* (2000), Cuong *et al.* (2013), Babu *et al.* (2016) e Yoo *et al.* (2021).

Os valores mensurados para os parâmetros do assento do trator deste estudo, mostraram-se próximos aos mensurados por Duke & Goss (2007), no trabalho em que os autores estudaram a performance de um assento de trator. Na Figura 27 são exibidos os gráficos dos perfis do solo no sistema de plantio direto e preparo convencional, respectivamente.

Figura 27 – Representação dos perfis do solo: (a) plantio direto e (b) preparo convencional



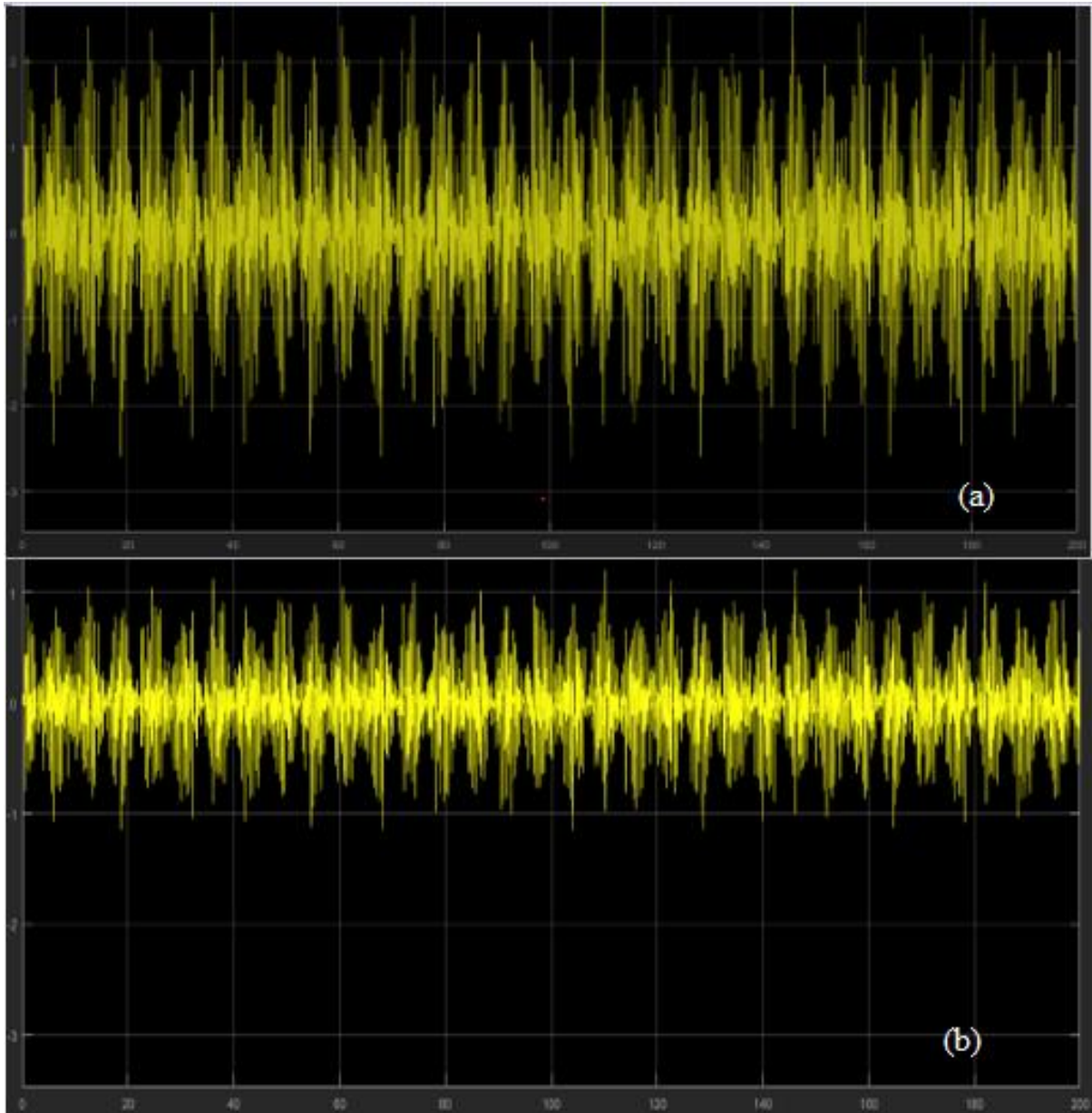
Fonte: Autora.

Os sinais de entrada senoidais dos perfis de solo foram elaborados com amplitude de 0,065 m para o manejo em plantio direto e de 0,030 m para o preparo convencional, com frequência de 2 rad/s.

Desta forma, após a imposição das condições iniciais, o programa foi iniciado com duração de 200 s, visto que a análise experimental para cada condição estudada, durou em torno de 120 s. Na Figura 28 são mostradas as acelerações verticais resultantes no assento elaboradas pelo *SimuLink*[®], considerando os sinais de entrada da pista para os rodados

dianteiro e traseiro e, as duas condições de manejo do solo durante a operação de semeadura – plantio direto e preparo convencional.

Figura 28 – Sinais de saída da simulação da aceleração no assento do trator na direção vertical considerando os dois tipos de manejo do solo: (a) plantio direto e (b) preparo convencional



Fonte: Autora.

Os resultados das oscilações apresentaram modos de vibrações parecidos, com magnitudes diferentes. Na Figura 28 os picos de vibração para o regime de plantio direto (a) foram em torno de 2 m s^{-2} , já no estudo para o plantio convencional (b) os resultados de pico

mostram-se em torno de 1 m s^{-2} . Os valores médios de *RMS* mensurados experimentalmente e provenientes da simulação numérica são apresentados na Tabela 25.

Tabela 25 – Valores médios de *RMS* no assento do trator experimental e simulado, para os tipos de manejo do solo estudados

Aceleração vertical <i>RMS</i> (m s^{-2})		
	Manejo do solo	
	Preparo convencional	Plantio direto
Experimental	0,32	0,66
Simulado	0,36	0,73
Desvio (%)	12,5	10,6

Os resultados da simulação computacional apresentaram tendências parecidas aos medidos experimentalmente, visto que os valores médios de aceleração vertical *RMS* no preparo convencional também apresentaram valores inferiores aos do plantio direto. O desvio entre os valores simulados e experimentais, em ambas condições de manejo do solo, foram na ordem de 10-12%, mostrando que a simulação computacional é capaz de estimar valores vibrações incidentes no operador.

Os desvios podem ter ocorrido por diversos fatores, um deles é relacionado ao próprio modelo escolhido para o estudo, que avalia parâmetros de meio carro, sendo assim, considerando menor número de graus de liberdade, que como já explicado, pode ser menos preciso que modelos com maior número de graus de liberdade. Outro fator, para a variação dos resultados experimentais e simulados, seria algumas aproximações e escolha de valores de alguns parâmetros que não foram mensurados e, sim impostos a simulação, baseando-se em outros estudos, como já mencionado no texto.

Ainda, a escolha de entradas senoidais para caracterização do perfil da pista pode ter provocado alterações nos valores de resposta do sistema estudado. Zhu *et al.* (2016), avaliando vibrações em operadores de tratores em campos de arrozais, elucidaram sobre a influência direta que o terreno tem em relação aos valores simulados para estimar a vibração incidente.

6. CONCLUSÕES

Considerando resultados apresentados no trabalho, pode-se concluir que:

- Nas condições estudadas para o conjunto trator-semeadora-adubadora, o sistema de plantio direto apresentou maiores valores de aceleração e, conseqüentemente, maior risco a saúde do operador. Isso pode ser explicado a maiores irregularidades no terreno, quando comparadas ao terreno após o preparo convencional;

- As operações realizadas nas maiores velocidades de avanço do trator apresentaram maiores magnitudes de vibração, independentemente, do tipo de manejo do solo;

- Em todas as situações, onde o fator pressão interna dos pneus mostrou resultados estatisticamente significativos, os valores de aceleração se mostraram maiores na condição de pressão mais elevada, imposta no estudo;

- Os valores mensurados de aceleração nos eixos do trator foram maiores que os aferidos na base do assento e no assento;

- Os valores mensurados na direção do eixo Y foram maiores que os da direção Z;

- A transmissibilidade de vibração calculada da base do assento para o assento do operador mostrou comportamento de atenuação da vibração na direção Z e amplificação na direção Y;

- Os valores de vibração mensurados apresentaram-se fora dos parâmetros de conforto impostos pela Norma, exigindo, assim, adequação em relação aos tempos de exposição e melhorias construtivas do assento;

- O modelo elaborado com auxílio do *software SimuLink*[®] apresentou resultados correspondentes aos mensurados experimentalmente, o que valida o uso de modelagens virtuais para a análise de conforto no assento do trator;

- Encontrou-se uma correlação entre o modelo computacional e teste experimental, com desvios menores 15%, possibilitando que o modelo escolhido para a simulação possa ser considerado confiável.

7. RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- Avaliar a vibração incidente em operadores de tratores agrícolas decorrente do uso de diferentes implementos;
- Estudar outros elementos que possam interferir na vibração incidente, como umidade do solo, lastragem, terrenos diferentes; outros tipos de manejo do solo;
- Averiguar o comportamento dinâmico, de forma direta, nos implementos acoplados no trator;
- Estudar a resposta a vibração do trator considerando o modelo matemático em relação ao movimento *bounce-roll*;
- Ensaiar e simular o sistema trator-implemento com diferentes modelos matemáticos e diferentes *softwares*.

8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

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**. Maryland Heights. v. 170, p. 435 – 442, 2017.

ALVARENGA, R. C.; CABEZAS, W. A. L.; CRUZ, J. C.; SANTANA, D. P. Plantas de cobertura de solo para sistema de plantio direto. **Informe Agropecuário**, v. 22, n. 208, p. 25-36, 2001.

AMATO NETO, J. A indústria de máquinas agrícolas no Brasil – origens e evolução. **Revista de Administração de Empresas**, v. 25, n. 3, p. 57-69, 1985.

AMERICAN SOCIETY OF AGRICULTURAL ENGINEERS (ASAE). (2003) **Agricultural machinery management** – ASAE Standards EP 496.2 FEB 03. St. Joseph: 367-372. ASAE

ARATANI, R. G.; FREDDI, O. S.; CENTURION, J. F.; ANDRIOLI, I. Qualidade física de um latossolo vermelho acriférrico sob diferentes sistemas de uso e manejo. **Revista Brasileira de Ciência do Solo**, v. 33, p. 677-687, 2009.

ASHAPURE, A.; JUNG, J.; YEOM, J.; CHANG, A.; MAEDA, M.; MAEDA, A.; LANDIVAR, J. A novel framework to detect conventional tillage and no-tillage cropping system effect on cotton growth and development using multi-temporal UAS data. **ISPRS Journal of Photogrammetry and Remote Sensing**, v. 152, 49-64, 2019.

BABU, B. H.; KUMAR, D. A.; SRIGIRI, D. Determination of stiffness and damping coefficient of tractor front tyres in non-rolling conditions. **International Journal of Agricultural Science and Research**, v. 6, n. 2, p. 43-52, 2016.

BALACHANDRAN, B.; MAGRAB, E. B. **Vibrações Mecânicas**. 2^a ed. São Paulo: Cengage Learning. 2011. 640 p.

BALDISSARELLI, L.; FABRO, E. Manutenção preditiva na indústria 4.0. **Scientia cum indústria**, v. 7, n. 2, p. 12-11, 2019.

BARCELÓ, L. E.; ARAUCANÁ, M.; HILBERT, J. A. **Efecto de diferentes presiones de inflado y regulaciones de lasiento sobre las vibraciones de cuerpo entero em tractores agrícolas**. Hurlingham: Instituto de Ingenieria Rural Inta Cautelar, 2004. 10 p.

BARROS, P. R. P. **Simulação da capacidade de tração de um trator 4 x 2 com tração dianteira auxiliar em diferentes condições de superfície**. 2012. 78f. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola) - Curso de Pós-graduação em Engenharia Agrícola, Universidade Federal de Viçosa, Viçosa - MG, 2012.

BASSANEZI, R. C. **Ensino-aprendizagem com modelagem matemática**. 3ª ed, São Paulo: Contexto. 2002. 392 p.

BENEZ, S. H. **Racionalização do uso de máquinas em sistema de plantio direto**. In: ENCONTRO NACIONAL DE PLANTIO DIRETO NA PALHA, 8, 2002, Águas de Lindóia. Resumos... Águas de Lindóia: Encontro Nacional de Plantio Direto na Palha, p.121-124, 2002.

BERASATEGUI, M. B. R. **Modelización y simulación del comportamiento de um sistema mecânico com suspensión aplicado a los asientos de los tractores agrícolas**. 2000, 264 f. Tese (Doutorado em Engenharia Rural) – Universidad Politécnica de Madrid, Madrid, 2000.

BIRIS, S-S.; UNGUREANU, N.; MAICAN, E.; MURAD, E.; VLADUT, V. FEM model to study the influence of tire pressure on agricultural tractor wheel deformations. **Engineering for rural development**, v. 10, p. 223-228, 2011.

BRASIL, **NORMA REGULAMENTADORA Nº 15**, de 08 de junho de 1978. Atividades e operações insalubre, anexo nº 1. Disponível em: <http://carep.mte.gov.br/legislacao/normas_regulamentadoras/nr_15_anexo1.pdf>. Acesso em 03 jun. 2019.

CHENG, Z.; WANG, J.; LU, Z.X. Tractor modeling and its vibration analysis based on MATLAB/Simulink and ADAMS. **Research of Agricultural Modernization**, v. 37, n. 2, p. 395-401, 2016.

COLOMBO, G. A.; LOPES, M. B. S.; DOTTO, M. C.; CAMPESTRINI, R.; DE OLIVEIRA LIMA, S. Atributos físicos de um latossolo vermelho-amarelo distrófico sob diferentes sistemas de manejo no cerrado tocantinense. **Campo Digital**, v. 12, n. 1, 2017.

CUNHA, J. P. A. R.; DUARTE, M. A. V.; RODRIGUES, J. C. Avaliação dos níveis de vibração e ruído emitidos por um trator agrícola em preparo de solo. **Pesquisa Agropecuária Tropical**, v. 39, p. 348-355, 2009.

CUONG, D. M.; ZHU, S.; ZHU, Y. Effects of tyre inflation pressure and forward speed on vibration of an unsuspended tractor. **Journal of Terramechanics**, v. 50, n. 3, p. 185-198, 2013.

CURI, A. P. **Comparação teórico-experimental do comportamento dinâmico de uma ponte estaiada sob ação de vento turbulento**. 2018. 100f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil) - Curso de Pós-graduação em Engenharia Civil, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro – RJ, 2018.

CVETANOVIC, B.; ZLATKOVIC. Evaluation of whole-body vibration risk in agricultural tractor drivers. **Bulgarian Journal of Agricultural Science**. v. 19, n. 5, p. 1155-1160, 2013.

DADALTO, J. P.; FERNANDES, H. C.; TEIXEIRA, M. M.; CECON, P. R.; MATOS, A. T. Sistema de preparo do solo e sua influência na atividade microbiana. **Revista Engenharia Agrícola**. Jaboticabal, v. 35, n. 3, p. 506-513, 2015.

DIAS, M. J.; ALVES, S.F.; FIALHO, E. R.; GOMES, D. O. Probabilidade de ocorrência dos atributos químicos em um latossolo sob plantio direto. **Revista Caatinga**, v. 28, n. 4, p. 181-189, 2015.

DIRETIVA 2002/44/ CE do Parlamento Europeu e do Conselho. **Jornal Oficial das Comunidades Europeias**, Lisboa, n. 177, p. 13-19, 2002.

DUARTE JÚNIOR, J. B.; GARCIA, R. F.; COELHO, F. C.; AMIM, R. T. Desempenho de trator-implemento na cana-de-açúcar em sistemas de plantio direto e convencional. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, Campina Grande, v. 12, n. 6, p. 653-658, 2008.

DUKE, M.; G. GOSS. Investigation of tractor driver seat performance with non-linear stiffness and on-off damper. **Biosystems Engineering**, v. 96, n. 4, p. 477-486, 2007.

EMBRAPA. Centro Nacional de Pesquisa de Solos. **Manual de métodos de análise de solo**. 3ª ed. Brasília - DF, 2017. 573p.

FEITOSA, J. R. **Influência da pressão interna dos pneus e da velocidade nos parâmetros operacionais de um trator agrícola e nas propriedades físicas do solo**. 2014. 87f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) Curso de Pós-graduação em Engenharia Agrícola, Universidade Federal de Viçosa, Viçosa – MG, 2014.

FEITOSA, J. R.; FERNANDES, H. C.; TEIXEIRA, M. M.; CECON, P. R. Influência da pressão interna dos pneus e da velocidade de deslocamento nos parâmetros operacionais de um trator agrícola e nas propriedades físicas do solo. **Revista Engenharia Agrícola**, Jaboticabal, v. 35, n. 1, p. 117-127, 2015.

FERREIRA, M. F.; NEUJAHR, E. B.; SCHLOSSER, J. F.; SCHNEIDER, V. Influência da pressão interna em pneus diagonais na força de tração de um trator 4x2 em duas condições de superfície. **Revista Brasileira de Agronegócio**, v. 6, n. 1, p. 66-70, 2000.

FERREIRA, A. L. **Modelagem matemática e comportamento dinâmico da suspensão passiva de um pulverizador agrícolas autopropelido**. 2008. 94 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia, Bauru – SP, 2008.

FERRARI, D. A. **Intervenção ergonômica e o uso da simulação computacional na concepção de produtos: o design de uma plantadora mecanizada de mandioca.** 2014. 158 f. Dissertação (Mestrado em Design) – Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Arquitetura, Artes e Comunicação, Bauru - SP, 2014.

FIGIORESE, D. A.; MARASCA, I.; FERNANDES, B.B.; SANDI, J.; MORELLI-FERREIRA, F.; LANÇAS, K. P. Desempenho de três tratores agrícolas em ensaios de tração. **Revista de Agricultura Neotropical**, Cassilândia-MS, v. 2, n. 2, p. 68-76, 2015.

FRANCHINI, D. **Análise do nível de vibrações verticais no assento de um trator agrícola.** 2007. 138f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Centro de Ciências Rurais, Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, 2007.

FUNDACENTRO - Fundação Jorge Duprat Figueiredo, de Segurança e Medicina do Trabalho. **Norma de higiene ocupacional: NHO 09: Avaliação da exposição ocupacional a vibrações de corpo inteiro: procedimentos técnico.** São Paulo: Fundacentro, 2013. 63 p.

FUNDACENTRO - Fundação Jorge Duprat Figueiredo, de Segurança e Medicina do Trabalho. **Norma de higiene ocupacional: NHO 10: Avaliação da exposição ocupacional a vibração em mãos e braços.** São Paulo: Fundacentro, 2013. 54 p.

FURLANI, C. E. A.; SILVA, R. P.; CARVALHO FILHO, A.; CORTEZ, J. W.; GROTTA, D. C. C. Semeadora-adubadora: exigências em função do preparo do solo, da pressão de inflação do pneu e da velocidade. **Revista Brasileira de Ciência do Solo**, v. 32, p. 345-352, 2008.

FURTADO JÚNIOR, M. R. **Desenvolvimento de uma plataforma dinamométrica para ensaios de tração em implementos montados.** 2016. 70f. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola) – Curso de Pós-graduação em Engenharia Agrícola, Universidade Federal de Viçosa, Viçosa - MG, 2016.

GABRIEL FILHO, A.; PESSOA, A., C. S.; STROHHAECKER, L.; HELMICH, J. J. Preparo convencional e cultivo mínimo do solo na cultura de mandioca em condições de adubação verde com ervilhaca e aveia preta. **Ciência Rural**, Santa Maria, v. 3, n. 6, p. 953-957, 2000.

GABRIEL FILHO, A.; SILVA, S. L.; MODOLO, A. J.; SILVEIRA, J. C. Desempenho de um trator operando em solo com diferentes tipos de cobertura vegetal. **Engenharia Agrícola**, v. 24, n. 3, p.781-789, 2004.

GABRIEL FILHO, A.; LANÇAS, K. P.; LEITE, F.; ACOSTA, J. J. B.; JESUÍNO, P. R. Desempenho de trator agrícola em três superfícies de solo e quatro velocidades de deslocamento. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, v. 14, n. 3, p. 333-339, 2010.

GAMERO, C. A; SIQUEIRA, R.; LEVIEN, R.; SILVA, S. L. Decomposição da aveia preta (*Avenas trigos* Schreb) manejada com rolo-faca e triturador de palhas. In: Congresso Brasileiro de Engenharia Agrícola, 26, 1997, Campina Grande. **Anais ...**; Universidade Federal da Paraíba, 1997.

GIALAMAS, T.; GRAVALOS, I.; KATERIS, D.; XYRADAKIS, P.; DIMITRIADIS, C. Vibration analysis on driver's seat of agricultural tractors during tillage tests. **Spanish Journal of Agricultural Research**, v. 14, n. 4, p. 1-10, 2016.

GOERING, C. E.; STONE, M. L.; SMITH, D. W.; TURNQUIST, P. K. Traction and transport devices. In: **Off-Road Vehicle Engineering Principles**. St. Joseph, Mich.; ASAE. Copyright American Society of Agricultural Engineers, 2003 (rev. Printing 2006). Cap. 13, p. 351-382.

GOGA, V.; KLÚČIK, M. Optimization of vehicle suspension parameters with use of evolutionary computation, **Procedia Engineering**, v. 48, p. 174-179, 2012.

GÖZÜBÜYÜK, Z.; SAHIN, U.; OZTURK, I.; ÇELIK, A.; ADIGUZEL, M. C. Tillage effects on certain physical and hydraulic properties of a loamy soil under a crop rotation in a semiarid region with a cool climate. **Catena**, v. 118, p. 195-205, 2014.

GRIFFIN, M. J. **Handbook of Human Vibration**. Southampton: Academic Press, 1991. 988 p.

GUBIANI, P. I.; LIER, Q. J. V.; DRESCHER, M. S.; MEZZOMO, H. C.; VEIGA, C. M. C. Relação entre densidade do solo e conteúdo de água em repetidos ciclos de contração e expansão em um latossolo. **Revista Brasileira de Ciência do Solo**, v. 39, p.100-108, 2015.

GUO, L-X.; ZHANG, L-P. Vehicle vibration analysis in changeable speeds solved by pseudoexcitation method. **Mathematical Problems in Engineering**, v. 2010, p 1-14, 2010.

HALLIDAY, D.; RESNICK, R.; WALKER, J. **Fundamentos de Física**, v. 1: Mecânica. 10^a Ed. Rio de Janeiro: LCT, 2016. 372 p.

HASSALL, M.; XIAO, T.; SANDERSON, P.; NEAL, A. Human factors and ergonomics. **International Encyclopedia of the Social & Behavioral Sciences**, 2nd ed., v. 11, p. 297-305, 2015.

IBGE – INSTITUTO BRASILEIRO DE GEOGRAFIA E ESTATÍSTICA. **Censo agropecuário 2017: resultados definitivos**. Rio de Janeiro: IBGE, 2019.

IIDA, I.; GUIMARÃES, L. B. M. **Ergonomia: projeto e produção**. 3^a ed. São Paulo: Blucher, 2016. 850p.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 2631-1 Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure of whole-body vibration – Part 1: General requirements**. 2nd ed. Geneva, 1997, 31p.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 5349-1: Mechanical Vibration - Measurement and evaluation of human exposure to hand-transmitted vibration – Part 1: General requirements**. 1st ed. Geneva, 2001. 24p.

IWAMOTO, H. H.; OLIVEIRA, K. F.; PEREIRA, G. A.; PARREIRA, B. D. M.; GOULART, B. F. Saúde ocupacional: controle médico e riscos ambientais. **Acta Scientiarum Health Sciences**, v. 30, n. 1, p. 27-32, 2008.

KHOURY JUNIOR, J. K.; DIAS, G. P.; CORDEIRO, R. R.; SOUZA, C. M. A. Modelagem da estabilidade de tratores agrícolas de pneus. **Pesquisa Agropecuária Brasileira**, v. 39, n. 5, p. 459-468, 2004.

KIM, J. H.; DENNERLEIN, J. T.; JOHNSON, P. W. The effect of a multi-axis suspension on whole body vibration exposures and physical stress in the neck and low back in agricultural tractor applications. **Applied Ergonomics**, v. 68, p. 80–89, 2018.

KROEMER, K., GRANDJEAN, E. **Manual de Ergonomia: adaptando o trabalho ao homem**. São Paulo: Bookman, 2005. 328p.

KUMAR, A.; MAHAJAN, P.; MOHAN, D.; VARGHESE, M. Tractor vibration severity a driver health: a study from rural India. **Journal of Agricultural Engineering Research**, v. 80, n. 4, p. 313-328, 2001.

LANÇAS, K. P.; UPADHYAYA, S. K. Pneus radiais para tratores: Guia para a seleção correta da pressão de inflação. Boletim Técnico nº 1. **Energia na Agricultura**, Botucatu. 33 p. 1997.

LEITE, D. M. **Desempenho de um conjunto trator-grade em função da velocidade do trator, pressão interna e tipo de construção dos pneus**. 2015. 84f. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola) – Curso de Pós-graduação em Engenharia Agrícola, Universidade Federal de Viçosa, Viçosa - MG, 2015.

LINES, J. A.; MURPHY, K. The stiffness of agricultural tractor tyres. **Journal of Terramechanics**, v. 28, n. 1, p. 49-64, 1991.

LOPES, A.; LANÇAS, K. P.; FURLANI, C. E. A.; NAGAOKA, A. K.; CASTRO NETO, P.; GROTTA, D. C. C. Consumo de combustível de um trator em função do tipo de pneu, da

lastragem e da velocidade de trabalho. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, v. 7, n. 2, p. 382-386, 2003.

LOPES, A. S.; GUIMARÃES, G. L. R. **A career perspective on soil management in the cerrado region of Brazil**. In: SPARKS, D. L. (Ed.). *Advances in agronomy*. London: Academic Press, v. 137, p. 1-72, 2016.

LYASKO, M. Multi-pass effect on off-road vehicle tractive performance. **Journal of Terramechanics**, v. 47, n. 5, p. 275-294, 2010.

MAHL, D. **Desempenho operacional de semeadora em função de mecanismos de corte, velocidade e solos, no sistema de plantio direto do milho**. 2006. 143 f. Tese (Doutorado em Energia na Agricultura) - Faculdade de Ciências Agrônômicas, Universidade Estadual Paulista, 2006.

MARGARIDO, D. R. **Metodologias para avaliação dos níveis de vibração em estruturas do ponto de vista do conforto humano**. 2013. 88 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil) – Faculdade de Engenharia, Universidade do Porto, Portugal, 2013.

MEHTA, C. R.; SHYAM, M.; SINGH, P.; VERMA, R. N. Ride vibration on tractor-implement system. **Applied Ergonomics**, v. 31, n. 3, p. 323-328, 2000.

MIALHE, L.G. **Máquinas Agrícolas: ensaios & certificação**. FEALQ. Piracicaba, SP. 1996. 772 p.

MONTEIRO, L. A.; SILVA, P. R. A. **Operação com tratores agrícolas**. 1ª Edição. Botucatu. Edição dos Autores, 2009. 76 p.

MONTEIRO, L. A.; LANÇAS, K. P.; GUERRA, S. P. S. Desempenho de um trator agrícola equipado com pneus radiais e diagonais com três níveis de lastros líquidos. **Engenharia Agrícola**, v. 31, n. 3, p. 551-560, 2011.

MONTEIRO, L. A.; ALBIERO, D. **Segurança na operação com máquinas agrícolas**. Fortaleza: Imprensa Universitária, 2013. 124 p.

MRAD, L. F. **Modelo computacional *Half-car* para estudos de resposta vibracional e do conforto de veículos de passeio considerando o assento e o motorista**. 2018. 192 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Curso de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte – MG, 2018.

MUNKHOLM, L.J.; SCHJONNING, P. & RASMUSSEN, K.J. **Non-inversion tillage effects on soil mechanical properties of a humid sandy loam**. *Soil Till. Res.*, v. 62, n. 1-14, 2001.

PALM III, W. J. **Introdução ao MATLAB para engenheiros**. 3ª ed. Porto Alegre: AMGH, 2013. 576 p.

PARK, S. J.; SUBRAMANIAM, M. Evaluating methods of vibration exposure and ride comfort in car. **Journal of the Ergonomics Society of Korea**, v. 32, n. 4, p. 381-387, 2013.

PASSOS, A. M. A.; ALVARENGA, R. C.; SANTOS, F. C. Sistema de Plantio Direto. *In*: NOBRE, M. M.; OLIVEIRA, I. R. **Agricultura de baixo carbono: tecnologias e estratégias de implantação**. 1. Ed. Brasília – DF: Embrapa, 2018, p. 61-104.

PATIL, M. K.; PALANICHAMY, M. S. A mathematical model of tractor-occupant system with a new seat suspension for minimization of vibration response. **Applied Mathematical Modelling**, v. 12, p. 63-71, 1988.

PINHO, M. S. **Vibrações em um trator agrícola cabinado: Magnitude das acelerações no assento e transmissibilidade através do coxim**. 160 f. 2012. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola) – Curso de Pós-graduação em Engenharia Agrícola, Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria – RS, 2012.

PINHO, M. S.; SCHLOSSER, J. F.; FRANTZ, U. G.; RODRIGUES, F. A.; FERRER, P. S. Efetividade de um coxim de cabina do trator agrícola na atenuação das vibrações. **Revista Ciência Agronômica**, v. 45, n. 3, p. 461-468, 2014.

RABBANI, M. A.; TSUJIMOTO, T.; MITSUOKA, M.; INOUE, E.; OKAYASU, T. Prediction of the vibration characteristics of half-track tractor considering a three-dimensional dynamic model. **Biosystems Engineering**, v. 110, n. 2, p. 178-188, 2011.

RAO, S. S. **Mechanical Vibrations**. 4th ed. New York – EUA: Addison-Wesley Publishing Company, 2008. 464p.

REHNBERG, A. **Vehicle dynamic analysis of wheel loaders with suspended axles**. 64 f. 2008. Licentiate Thesis (Doctor at Engineering). Royal Institute of Technology, Stockholm - Suécia, 2008.

REICHERT, J. M.; KAISER, D. R.; REINERT, D. J.; RIQUELME, U. F. B. Variação temporal de propriedades físicas do solo e crescimento radicular de feijoeiro em quatro sistemas de manejo. **Pesquisa Agropecuária Brasileira**, v. 44, n. 3, p. 310-319, 2009.

ROZIN, D. **Conformidade do posto de operação de tratores agrícolas nacionais com normas de ergonomia e segurança**. 2004. 187 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria – RS, 2004.

ROZIN, D.; SCHLOSSER, J. F.; WERNER, V.; PERIN, G. F.; SANTOS, P. M. Conformidade dos comandos de operação de tratores agrícolas nacionais com a norma NBR ISO 4253. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, v. 14, n. 9, p. 1014-1019, 2010.

RIBAS, R. L. **Exposição humana à vibrações de corpo inteiro em um trator agrícola em operação de semeadura**. 2013. 87f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Centro de Ciências Rurais, Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, 2012.

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

SANDI, J.; TESTA, J. V. P.; MARTINS, M. B.; FIORESE, D. A.; LANÇAS, K. P. Vibração ocorrente sobre o corpo inteiro do operador de trator agrícola em ensaio padronizado. **Revista de Agricultura Neotropical**, v. 5, n. 2, p. 54-60, abr./jun. 2018.

SANTOS FILHO, P. F. FERNANDES, H. C.; QUEIROZ, D. M.; SOUZA, A. P.; CAMILO, A. J. Avaliação dos níveis de vibração vertical no assento de um trator agrícola de pneus utilizando um sistema de aquisição automática de dados. **Revista Árvore**, v. 27, n. 6, p. 887-895, 2003.

SANTOS, V. C. **Vibração ocupacional em trator 4x2 TDA em função da pressão interna dos pneus e da superfície de rolamento**. 2016. 56f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Curso de Pós-graduação em Engenharia Agrícola, Universidade Federal do Ceará, Fortaleza - CE, 2016.

SANTOS, O. F.; SOUZA, H. M.; OLIVEIRA, M. P.; CALDAS M. B.; ROQUE C. G. Propriedades químicas de um Latossolo sob diferentes sistemas de manejo. **Revista de Agricultura Neotropical**, Cassilândia-MS, v. 4, n. 1, p. 36–42, 2017.

SANTOS, G. O. **Vibrações em operador de trator agrícola na operação de semeadura sob sistema plantio direto**. 2017. 114 f. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola) – Curso de Pós-graduação em Engenharia Agrícola, Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria – RS, 2017.

SANTOS, V. C. **Vibração de corpo inteiro incidente ao operador de trator agrícola em operação com equipamentos para o preparo periódico do solo**. 2019. 126 f. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola) – Curso de Pós-graduação em Engenharia Agrícola, Universidade Federal do Ceará, Fortaleza – CE, 2019.

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.

SERVADIO, P.; BELFIORE, N. P. Influence of tyres characteristics and travelling speed on ride vibrations of a modern medium powered tractor. Part II, Evaluation of the health risk. **Agricultural Engineering International: CIGR Journal**. v. 15, n. 4, p. 132-138, 2013.

SHERWIN, L. M.; OWENDE, P. M. O.; KANALI, C. L.; LYONS, J.; WARD, S. M. Influence of tyre inflations pressure on whole-body vibrations transmitted to the operator in a cut-to-length timber harvester. **Applied Ergonomics**, v. 35, n. 3, p. 253-261, 2004.

SHIBATA, N. Subjective response of standing persons exposed to fore-aft, lateral and vertical whole-body vibration. **International Journal of Industrial Ergonomics**, v. 49, p. 116–123, 2015.

SILVA, C. B. VOLPATO, C. E. S.; ANDRADE, L. A. B.; BARBOSA, J. A. Avaliação ergonômica de uma colhedora de cana-de-açúcar. **Ciência e Agrotecnologia**, Lavras, v. 35, n. 1, p. 179-185, 2011.

SILVA, J. M. Variabilidade espacial do Ph, P, K e Mo cultivado com soja sob preparo convencional. **Engenharia Ambiental: Pesquisa e Tecnologia**, v. 9, n. 4, p. 95-107, 2012.

SILVA, A. C.; FURTADO JÚNIOR, M. R.; RIBEIRO, L. C.; FERNANDES, H. C.; TEIXEIRA, R. R. D. Ruído e vibração no posto de operação de um trator agrícola em função da pressão dos pneus e velocidade operacional. **Revista Engenharia na Agricultura**. Viçosa. v. 25, n. 5, p. 454-458, 2017.

SINGH, A.; SINGH, L. P.; SINGH, S. Whole-body vibration exposure among tractor drivers. **International Journal of Vehicle Performance**. v. 5, n. 3, p. 286-299, 2019.

SOBCZAK, A. A importância da escolha certa de pneus. **Panorama Rural**, v. 140, p. 50-55, 2010.

SOEIRO, N. S. **Curso de Fundamentos de Vibração e Balanceamento de Rotores**. Notas de Aula. Universidade Federal do Pará - ELETRONORTE, 2008. 122 p.

TAGHAVIFAR, H.; MARDANI, A. Investigating the effect of velocity, inflation pressure, and vertical load on rolling resistance of a radial ply tire. **Journal of Terramechanics**, v. 50, n. 2, p. 99-106, 2013.

TAGHIZADEH-ALISARAEI, A.; GHOBADIAN, B.; TAVAKOLI-HASHJIN, T.; MOHTASEBI, S. S. Vibration analysis of a diesel engine using biodiesel and petrodiesel fuel blends. **Fuel**, v. 102, p. 414–422, 2012.

TAYLOR, R. K.; BASHFORD, L. L.; SCHROCK, M. D. Methods for measuring vertical tire stiffness. **Transactions of the ASAE – American Society of Agricultural Engineers**, v. 43, n. 6, p. 1415-1419, 2000.

TELLES, T. S.; REYDON, B. P.; MAIA, A. G. Effects of no-tillage on agricultural land values in Brazil. **Land Use Policy**, v. 76, 124-129, 2018.

THORNTON, S. T.; MARION, J. B. **Dinâmica clássica de partículas e sistemas**. 5^a ed. São Paulo: Cengage Learning, 2011. 575 p.

TOSIN, R. C. **Avaliação do ruído e da vibração no posto de trabalho em dois tratores agrícolas**. 2009. 140 f. Tese (Doutorado em Agronomia) – Faculdade de Ciências Agrônômicas da Unesp, Universidade Estadual Paulista, Botucatu - SP, 2009.

TRIPLETT, G. B.; DICK, W. A. No-tillage crop production: a revolution in agriculture! **Agronomy Journal**, v.100, n.3, p.153-165. 2008.

UFV – UNIVERSIDADE FEDERAL DE VIÇOSA. **SAEG – Sistema para análises estatísticas**. Versão 9.1: Fundação Arthur Bernardes – UFV, Viçosa, 2007.

VAN DER WESTHUIZEN, A.; VAN NIEKERK, J. L. Verification of seat effective amplitude transmissibility (SEAT) value as a reliable metric to predict dynamic seat comfort. **Journal of Sound and Vibration**, v. 295, p. 1060-1075, 2006.

VAN NIEKERK, J. L.; PIELEMEIERB, W. J.; GREENBERG, J. A. The use of seat effective amplitude transmissibility (SEAT) values to predict dynamic seat comfort. **Journal of Sound and Vibration**, v. 260, n. 5, p. 867-888, 2003.

VENCESLAU, S. M. M. **Modelagem matemática de sistemas vibratórios com aplicação de autovalores**. 2015. 94 f. Dissertação (Mestrado em Ensaio de Ciências Naturais e Matemática) – Universidade Federal de Sergipe, São Cristovão – SE, 2015.

VEZZANI, F.M.; MIELNICZUK, J. Uma visão sobre a qualidade do solo. **Revista Brasileira de Ciência do Solo**, Viçosa, MG, v. 33, p.743-755, 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. Technology**, v. 36, n.1, p. 7-14, 2014.

VILLIBOR, G. P.; SANTOS, F. L.; FURTADO JÚNIOR, M. R. Mechanical vibrations at the seat base of a tractor during the subsoiling operation. **Revista Agrarian**, v. 8, n. 27, p. 64-73, 2015.

VRIELINK, H. H. E. O. Exposure to whole-body vibration and effectiveness of chair damping in highpower agricultural tractors having different damping systems in practice. **ErgoLab Research BV & Profi**, 2009, 46 p.

WALBER, M. **Avaliação dos níveis de vibração existentes em passageiros de ônibus rodoviários intermunicipais, análise e modificação projetual**. 2009. 199 f. Tese (Doutorado em Engenharia) – Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia. Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre - RS, 2009.

WANG, G.; YIN, S. Data-driven fault diagnosis for an automobile suspension system by using a clustering based method. **Journal of The Franklin Institute**, v. 351, n. 6, p. 3231-3244, 2014.

YANAI, K.; SILVEIRA, G. M.; LANÇAS, K. P.; CORRÊA, I. M.; MAZIERO, J. V. G. Desempenho operacional de trator com e sem acionamento da tração dianteira auxiliar. **Pesquisa Agropecuária Brasileira**, v. 34, n. 8, p. 1427-1434, 1999.

YOO, H.; OH, J.; CHUNG, W-J.; HAN, H-W.; KIM, J-T.; PARK, Y-J.; PARK, Y. Measurement of stiffness and damping coefficient of rubber tractor tires using dynamic cleat test based on point contact model. **International Journal of Agricultural and Biological Engineering**, v. 14, n. 1, p. 157-164, 2021.

ZUCCO, C.; GOMES, H. M. Avaliação do nível de exposição à vibração de operadores de empilhadeiras. **Revista Sul-Americana de Engenharia Estrutural**. v. 6, n. 3, p. 65-77, 2009.

ZHU, S.; MA, J.; YUAN, J.; XU, G.; ZHOU, Y.; DENG, X. Vibration characteristics of tractor in condition of paddy operation. **Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering**, v. 31, n. 11, p. 31-38, 2016.

