

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

MODELAMENTO DE UM TRATOR AGRÍCOLA E AVALIAÇÃO DO COMPORTAMENTO  
DINÂMICO

por

Alencar Albarello Tolfo

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, maio de 2022.

## CIP - Catalogação na Publicação

Tolfo, Alencar Albarello  
MODELAMENTO DE UM TRATOR AGRÍCOLA E AVALIAÇÃO DO  
COMPORTAMENTO DINÂMICO. / Alencar Albarello Tolfo. -- 2022.  
13 f.  
Orientador: Herbert Martins Gomes.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação) --  
Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de  
Engenharia, Curso de Engenharia Mecânica, Porto Alegre, BR-  
RS, 2021.

1. Vibração mecânica. 2. Dinâmica de tratores. 4. Método  
de Newmark. 5. VCI. 6. VMB. I. Gomes, Herbert Martins, orient.  
II. Título.

Elaborada pelo Sistema de Geração Automática de Ficha Catalográfica da UFRGS com os  
dados fornecidos pelo(a) autor(a).

Alencar Albarello Tolfo

MODELAMENTO DE UM TRATOR AGRÍCOLA E AVALIAÇÃO DO COMPORTAMENTO  
DINÂMICO

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS  
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE  
**ENGENHEIRO MECÂNICO**  
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Cirilo Sperb Bresolin  
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos

Orientador: Prof. Dr. Herbert Martins Gomes

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Herbert Martins Gomes

Prof. Dr. Juan Pablo Raggio Quintas

Prof. Dra. Leticia Fleck Fadel Miguel

Porto Alegre, maio de 2022.

*“O sucesso é ir de fracasso em fracasso sem perder o entusiasmo”*

*Churchill, Winston*

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço primeiramente a meus pais por todo suporte e motivação ao longo dessa longa jornada, sem eles nada disso seria possível. Agradeço também a minha irmã pelos conselhos e parceria nos momentos de dúvidas.

Ao professor Herbert Martins Gomes, pela orientação e parceria neste trabalho, pelos ensinamentos, conselhos e disponibilidade de auxiliar o aluno em todos os momentos.

Aos engenheiros Alexandre Schneider e Tedi Boeno pelo auxílio em compreender a estrutura física de um trator e ajuda na análise dos dados de cada estrutura que compõe a máquina.

MODELAMENTO DE UM TRATOR AGRÍCOLA E AVALIAÇÃO DO  
COMPORTAMENTO DINÂMICO

Alencar Albarello Tolfo  
[alencartolfo@gmail.com](mailto:alencartolfo@gmail.com)

**Resumo.** *Tem havido grande desenvolvimento das técnicas e equipamentos na agricultura nos últimos tempos. Isto tem possibilitado, desde que efeitos climáticos o permitam, ganhos de produção e safras cada vez maiores indicando um ganho de eficiência tornando a commodity de grãos um valioso ativo para o Brasil. Neste contexto os equipamentos agrícolas, especificamente tratores, tem um papel fundamental além de serem um dos que mais oneram a produção. Entender e estudar seu comportamento para propor equipamentos mais eficientes e robustos, mais ergonômicos e confortáveis para o trabalho diário, além de menos onerosos é uma tarefa necessária. Este trabalho propõe o modelamento de um trator agrícola de porte médio com 7 graus de liberdade e o estudo de seu comportamento dinâmico vibracional frente a condições de trabalho específicas visando o conforto de seus usuários através do método de Newmark. Análises dinâmicas no domínio do tempo são utilizadas para comparar o comportamento do trator em operação, o qual prevê um modelo biodinâmico para o motorista. Alguns dos resultados obtidos mostraram os deslocamentos e acelerações sofridas pelo operador no assento e esses dados propiciaram classificar qualitativamente e quantitativamente o mesmo. As reações dos pneus e os deslocamentos da suspensão também foram analisadas.*

**Palavras-chave:** *Vibração mecânica, Dinâmica de Tratores, Método de Newmark, 7 Graus de liberdade, Deslocamentos, Acelerações, Assento.*

**Modeling an agricultural tractor and evaluating the dynamic behavior**

**Abstract.** *There has been elevated development of techniques and equipment in agriculture in recent times. This has made it possible, as long as climatic effects allow production gains and increasing harvests, indicating an efficiency gain, making the grain commodity a valuable asset for Brazil. In this context, agricultural equipment, specifically tractors, has a fundamental role in addition to being one of the most burdensome productions. Understanding and studying its behavior in order to propose more efficient and robust equipment, more ergonomic and comfortable for daily work, in addition to being less expensive is a necessary task. This paper proposes the modeling of a medium-sized agricultural tractor with 7 degrees of freedom and the study of its dynamic vibrational behavior under specific working conditions, aiming at the comfort of its users through the Newmark method. Dynamic time domain analyzes are used to compare the behavior of the tractor in operation, which provides a biodynamic model for the driver. Some of the results obtained showed the displacements and accelerations suffered by the operator in the seat and these data allowed to classify it qualitatively and quantitatively. Tire reactions and suspension displacements were also analyzed.*

**Keywords:** *Mechanical vibration, Agricultural Tractor Dynamics, Newmark Method, 7 degrees of freedom, Displacements, Acceleration, Seat.*

## SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO .....	1
1.1	Motivação.....	1
1.2	Objetivos .....	1
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	2
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	3
3.1	O trator agrícola .....	3
3.2	Equações para a dinâmica vertical de um trator de porte médio simples .....	3
3.3	Integração de Newmark para histórico de deslocamentos, velocidade e acelerações. ....	5
3.4	Modelo de irregularidades de pista segundo NBR ISO 5008 (2015) .....	6
3.5	Velocidades de Operação segundo NBR ISO 5008 (2015).....	7
3.6	Propriedades geométricas de inércia, rigidez e amortecimento para o trator agrícola .....	7
4	METODOLOGIA .....	9
5	RESULTADOS.....	9
5.1	Deslocamentos, velocidades e acelerações obtidas na simulação numérica do modelo físico do trator. ....	9
5.1.1	Gráficos da simulação numérica obtidos da pista lisa com velocidade de 10 km/h ....	10
5.1.2	Gráficos da simulação numérica obtidos da pista rugosa com velocidade de 7 km/h. ....	11
5.2	Efeito do grau de irregularidade da pista nas vibrações sentidas pelo usuário no assento do motorista segundo o parâmetro SEAT da NBR 5007 (2017). ....	13
5.3	Efeito do grau de irregularidade da pista nas vibrações sentidas pelo usuário no assento do motorista segundo a ISO 2631-1 (1997). ....	13
6	CONCLUSÃO .....	15
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	16
	APÊNDICE.....	17
	ANEXOS .....	20

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Modelo dinâmico com 7 graus de liberdade de um trator agrícola simples.....	4
Figura 2 - Perfil de pista rugosa da NBR ISO 5008(2015).....	6
Figura 3 - Perfil de pista lisa da NBR ISO 5008(2015).....	6
Figura 4 - Pista padronizada rugosa de 35m para ensaio de vibração segundo NBR ISO 5008(2015). .....	7
Figura 5 - Trator John Deere 6125J cabinado seu comprimento e entre-eixos.....	7
Figura 6 - Deslocamentos, velocidades e acelerações do assento na pista lisa a 10km/h.....	10
Figura 7 - Forças de reação do solo nos pneus na pista lisa a 10 km/h.....	10
Figura 8 - Espaço de deslocamentos da suspensão na pista lisa a 10 km/h.....	11
Figura 9 - Deslocamentos, velocidades e acelerações do assento na pista rugosa a 7 km/h.....	11
Figura 10 - Forças de reação do solo nos pneus na pista rugosa a 7 km/h. ....	12
Figura 11 - Espaço de deslocamentos da suspensão na pista rugosa a 7km/h.....	12
Figura 12 - Zonas de cautela por exposição a vibrações segundo ISO 2631-1 (1997).....	14
Figura A.1 - Matriz de massa do modelo dinâmico de trator agrícola simples com 7 graus de liberdade.....	17
Figura A.2 - Matriz de rigidez do modelo dinâmico de trator agrícola simples com 7 graus de liberdade.....	17
Figura A.3 – Matriz de amortecimento do modelo dinâmico de trator agrícola simples com 7 graus de liberdade.....	17
Figura B.1 – (a) Aceleração no assento do motorista na pista rugosa a 4 km/h. (b) Forças de reação do solo nos pneus na pista rugosa a 4 km/h.....	17
Figura B.2 - Espaço de deslocamentos da suspensão na pista rugosa a 4 km/h.....	18
Figura C.1 – (a) Deslocamentos, velocidades e acelerações do assento do motorista na pista rugosa a 5 km/h. (b) Forças de reação do solo nos pneus na pista rugosa a 5 km/h.....	18
Figura C.2 – Espaço de deslocamentos da suspensão na pista rugosa a 5 km/h.....	18
Figura D.1 – (a) Deslocamentos, velocidades e acelerações do assento do motorista na pista lisa a 12 km/h. (b) Forças de reação do solo nos pneus na pista lisa a 12 km/h.....	19
Figura D.2 – Espaço de deslocamentos da suspensão na pista lisa a 12 km/h.....	19
Figura E.1 – (a) Deslocamentos, velocidades e acelerações do assento do motorista na pista lisa a 14 km/h. (b) Forças de reação do solo nos pneus na pista lisa a 14 km/h.....	19
Figura E.2 – Espaço de deslocamentos da suspensão na pista lisa a 14 km/h.....	20
Figura F.1 – Pista lisa de concreto, normatizada pela NBR ISO 5008 (2002).....	20

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Propriedades geométricas utilizadas no modelamento do trator. ....	8
Tabela 2 - Resultados de aceleração RMS e parâmetro SEAT.....	13
Tabela 3 - Classificação de conforto do assento do motorista conforme ISO 2631-1 (1997). ....	14

## 1 INTRODUÇÃO

O trator agrícola é uma máquina com mais de 100 anos de existência e de vital importância no agronegócio ao longo do último século, pois foi o maquinário desenvolvido para substituir a tração de ferramentas que antigamente eram realizadas por animais, geralmente bois e cavalos. O trator é um veículo com motor à combustão com o intuito de exercer tração em alguma outra máquina, podendo essa ser um implemento agrícola como um arado moderno, uma caçamba de transporte, um pulverizador ou uma plantadeira, por exemplo. Composto basicamente por um motor à combustão de 3 até 8 cilindros com potências que variam de 60 até 700 CV, 4 rodas ou esteiras, sendo as traseiras geralmente maiores devido à aderência necessária aos diversos níveis de solos, chassi e dois eixos (com pneus em caso de rodas e correias em caso de esteiras), além de uma cabine (moderna ou não) de controle com um assento manuseada por um operador.

Com o passar dos anos e o desenvolvimento de novas tecnologias, os tratores foram adquirindo novas funções e recentes estudos passaram a ser necessários para garantir o conforto e correto manuseio do maquinário pelo operador. Assim sendo, a cabine passou a ganhar mais importância no desempenho do trator, pois é nela que estão localizados todos os comandos necessários, tanto de conforto quanto de operação, para fazer o equipamento funcionar, além de garantir um conforto adequado para um operador que passará horas por dia manuseando-o. Pensando nisso, estudos sobre modelos dinâmicos nas mais diversas condições de trabalho foram cada vez mais desenvolvidos para garantir esse conforto e estabilidade de rodagem para o motorista na cabine. A ideia basicamente consiste em desenvolver e aprimorar modelos dinâmicos para suspensões e coxins nas cabines que garantam uma absorção das vibrações causadas pelos desníveis encontrados nos mais diversos percursos de trabalho do trator, garantindo uma estabilidade de posição do operador no assento da cabine, garantindo que o mesmo consiga operar o maquinário confortavelmente e de forma segura.

A estabilidade de operação nos mais diversos desníveis de solo aliada a uma garantia de conforto do motorista na cabine é um diferencial competitivo no mercado de tratores atualmente, e por isso o estudo de modelos dinâmicos sobre estabilidade de rodagem são muito incentivados tanto na indústria quanto na academia. Diversos trabalhos foram desenvolvidos ao longo dos últimos anos sobre modelagens dinâmicas em softwares cada vez mais robustos, e os resultados obtidos são cada vez mais precisos, garantido a desejada estabilidade de rodagem. Como exemplos, tem-se SPELTA (2009), que desenvolveu uma simulação de metade de um trator dando enfoque ao controle ativo de uma cabine suspensa, e seu modelo foi validado experimentalmente, e BRUNETTI (2021), que desenvolveu um modelo dinâmico com cabine suspensa utilizando subestruturas independentes, e no final juntou todos os resultados obtidos para chegar num modelo que se mostrou muito eficiente.

### 1.1 Motivação

Avaliar o comportamento dinâmico de tratores é importante para poder projetar e propor soluções para mitigação da vibração em situações de irregularidades de pista bastante severas. Poder indicar qual o grau de impacto no motorista em atividades de trabalho rotineiras e diárias frente às normativas atuais de vibração no campo é de grande importância para a saúde do operador além de permitir melhorias ergonômicas na construção do veículo. Devido a tudo isso, o presente trabalho objetiva um modelo dinâmico de trator motivado a encontrar uma condição de conforto máxima para o operador.

### 1.2 Objetivos

Este trabalho objetiva modelar um trator agrícola sob o enfoque da dinâmica de corpos rígidos. Avaliar o comportamento dinâmico sob o efeito de irregularidades da pista, obstáculos e eventualmente classificar sob o ponto de vista de conforto as acelerações e deslocamentos no assento do motorista, buscando encontrar uma condição de conforto adequada para o mesmo no dia a dia de operação no campo.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Um modelo de trator simplificado com alguns graus de liberdade é modelado e identificado no trabalho de SPELTA et al. (2009). O modelo é apenas metade do trator devido à simetria. No trabalho é dado enfoque à identificação do modelo para fins de controle ativo da cabine suspensa. Também é proposta uma metodologia de dois passos, desacoplar a cabine do veículo e negligenciar o acoplamento entre eles e, após isso, usar os resultados intermediários para a identificação final. O modelo numérico foi identificado e validado a partir de resultados medidos experimentalmente.

Já o artigo de BRUNETTI et al. (2021) propõe a utilização de subestruturas para investigar a vibração do assento do operador de um trator de porte médio em diferentes configurações de uso. Essa abordagem permitiu obter o modelo dinâmico de toda a máquina através do uso dessas subestruturas (o trator, a máquina e o engate de 3 pontos) e acoplando-as no final. Após a consideração de diversos modelos subestruturados, os resultados mostraram a eficácia dessa abordagem dada a sua modelagem simplificada e uma notável diminuição de recursos computacionais para a resolução das funções de frequência e transmissibilidade. Além disso, a análise separada de cada subestrutura permite realizar o estudo dinâmico de uma máquina complexa sem a necessidade de compartilhar dados confidenciais desses subsistemas de componentes que formam o trator.

Um modelo de trator composto por uma cabine com suspensão passiva (ou suspensão de borracha), um eixo-dianteiro com suspensão hidropneumática em conjunto com os efeitos causados pela existência de um implemento é modelado e investigado por ZHENG et al. (2019). As respostas de vibração e densidade espectral de potência correspondentes a cabine, ao implemento, ao eixo-dianteiro e ao assento do motorista sob condições distintas de velocidade e estrada do campo foram coletadas e analisadas através de uma simulação. Os resultados obtidos computacionalmente foram muito satisfatórios e estão de acordo com os dados coletados experimentalmente. A simulação numérica mostrou que a suspensão hidropneumática existente no eixo dianteiro piora o conforto do motorista, mas melhora a estabilidade de inclinação e rolagem. A suspensão passiva da cabine melhora o conforto do condutor, mas desestabiliza o passo para algumas extensões. Já o implemento traz como ponto positivo uma melhora no conforto do motorista e estabilidade no passo do trator, mas traz consigo uma piora considerável de rodagem ao longo da estrada. Por fim, a suspensão hidropneumática e o implemento agrícola melhoram o ângulo de inclinação mínimo e reduzem o ângulo de inclinação máxima.

Tratores agrícolas com eixo dianteiro suspenso são muito propensos a inclinação durante a tração ou frenagem, sendo um perigo para o motorista. Essa condição pode ser amenizada definindo as características de antilevantamento e antimergulho corretamente, e isso é proposto no artigo de GOBBI et al. (2014). Inicialmente uma combinação entre o trator com eixo dianteiro suspenso e um implemento agrícola foi considerada. A desaceleração do estado estacionário e do estado transiente foi simulada levando em conta transmissões do tipo 4x2 e 4x4. Como resultados, para o antimergulho, considerando todas as combinações de freios possíveis, os tratores com tração 4x2 possuem um comportamento muito parecido ao de um carro. Já para os tratores 4x4, a determinação do antimergulho é complexa e ocorre em função das forças longitudinais atuantes nos eixos dianteiro e traseiro, basicamente, a distribuição de torque entre eles requer uma configuração adequada da geometria dos braços dianteiros do trator, principalmente sua inclinação. Considerando que a transmissão não é estática, essas forças variam durante a manobra e a configuração do antimergulho da suspensão é algo de extrema complexidade.

Visando desenvolver uma análise numérica de um modelo de passeio de caminhão como parte de um modelo de passeio com semi-trailer acoplado, HARUN et al. (2018) parte seus estudos baseados em um caminhão com 3 eixos, 3 graus de liberdade no seu corpo e 6 graus de liberdade de massa não suspensa. A análise foi realizada com os softwares Matlab-Software Simulink e TruckSim

que foram usados para verificar o modelo de passeio desenvolvido em estrada plana com uma velocidade de 90 km/h e que é atingido por um solavanco de 10 cm. Os resultados obtidos mostraram que os cálculos computacionais propostos e obtidos do software Matlab - Simulink foram checados e tiveram resultados similares aos encontrados no software TruckSim, proporcionando confiança no modelo de semi-trailer combinado proposto inicialmente.

No trabalho realizado por ABDELKAREEM et al. (2018) uma análise abrangente sobre o conflito entre os parâmetros de conforto e aderência à estrada juntamente com a força potencial dos amortecedores. A simulação numérica utiliza um modelo matemático de semirreboque de caminhão cheio com 23 graus de liberdade com superfície de estrada aleatória. A dinâmica do caminhão inclui a força potencial média, a carga dinâmica média dos pneus, além de ressalto e acelerações de pitch and roll são combinados de forma abrangente nos parâmetros de suspensão e condução baseados na análise de conflitos. Os resultados obtidos através do modelo matemático proposto mostraram que a suspensão do caminhão articulado deve ser projetada considerando uma condição de excitação realista. Diferente do modo de salto, a qualidade de condução do trator e os desempenhos de manuseio de estrada são melhorados quando uma suspensão muito amortecida é considerada.

### 3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

#### 3.1 O trator agrícola

O advento do veículo motorizado, em substituição ao à vapor, abriu as possibilidades de aplicação dos conceitos de trabalho mecânico em diversas áreas. O primeiro uso de máquinas motorizadas para tarefas do campo ocorreu em 1892 nos Estados Unidos, quando Froelich criou o primeiro trator movido a combustão interna. Seu equipamento também poderia ser usado para alimentar uma máquina debulhadora, conseguindo processar cerca de 72.000 sacas de grãos em 52 dias, algo revolucionário para a época. Basicamente sua forma não mudou muito de lá para cá, sendo composto, na sua forma mais simples, de dois eixos com rodas e pneus, motor localizado na parte dianteira e assento na parte traseira. Devido aos requerimentos de aderência e trabalho nas mais diversas condições de solo, em geral recebe rodas maiores atrás e menores na frente, onde pode-se acrescentar pesos para garantir a estabilidade devido à alta potência transmitida ao eixo traseiro (trativo) e a aderência. Com o passar dos anos e o desenvolvimento de novas tecnologias, outras partes constituintes de um trator agrícola foram sendo desenvolvidas, como implementos agrícolas para o uso no campo e cabines para garantir o conforto e fácil manuseio do trator.

#### 3.2 Equações para a dinâmica vertical de um trator de porte médio simples

A Figura 1 mostra um modelo simples de 7 graus de liberdade de um trator, composto por assento do motorista, cabine suspensa por coxins, chassi, suspensão dianteira e traseira e pneus dianteiros e traseiros. Os graus de liberdade, neste trabalho são os definidos pelo vetor  $Z = (z_a, z_{cb}, \theta_{cb}, z_{ch}, \theta_{ch}, z_1, z_2)^T$ , translação do assento, translação da cabine, arfagem da cabine, translação do chassi, arfagem do chassi, translação do eixo dianteiro e translação do eixo traseiro, respectivamente. O modelo assume como propriedades de inércia  $m_a, m_{cb}, J_{cb}, m_{ch}, J_{ch}, m_1, m_2$ , massa do assento e motorista, massa da cabine, momento de inércia de massa da cabine, massa do chassi, momento de inércia de massa do chassi, massa do eixo dianteiro e massa do eixo traseiro, respectivamente. Como propriedades de rigidez assume-se,  $k_a, k_{cb1}, k_{cb2}, k_{s1}, k_{s2}, k_{p1}, k_{p2}$ , rigidez do assento, dos coxins dianteiros e traseiros da cabine, rigidez dianteira e traseira das suspensões e rigidez dianteira e traseira dos pneus, respectivamente. Para os amortecimentos a mesma nomenclatura vale, trocando-se o  $k$  por  $c$ . As irregularidades da pista são definidas por  $\xi_1(t), \xi_2(t)$ , para a roda dianteira e traseira, respectivamente.

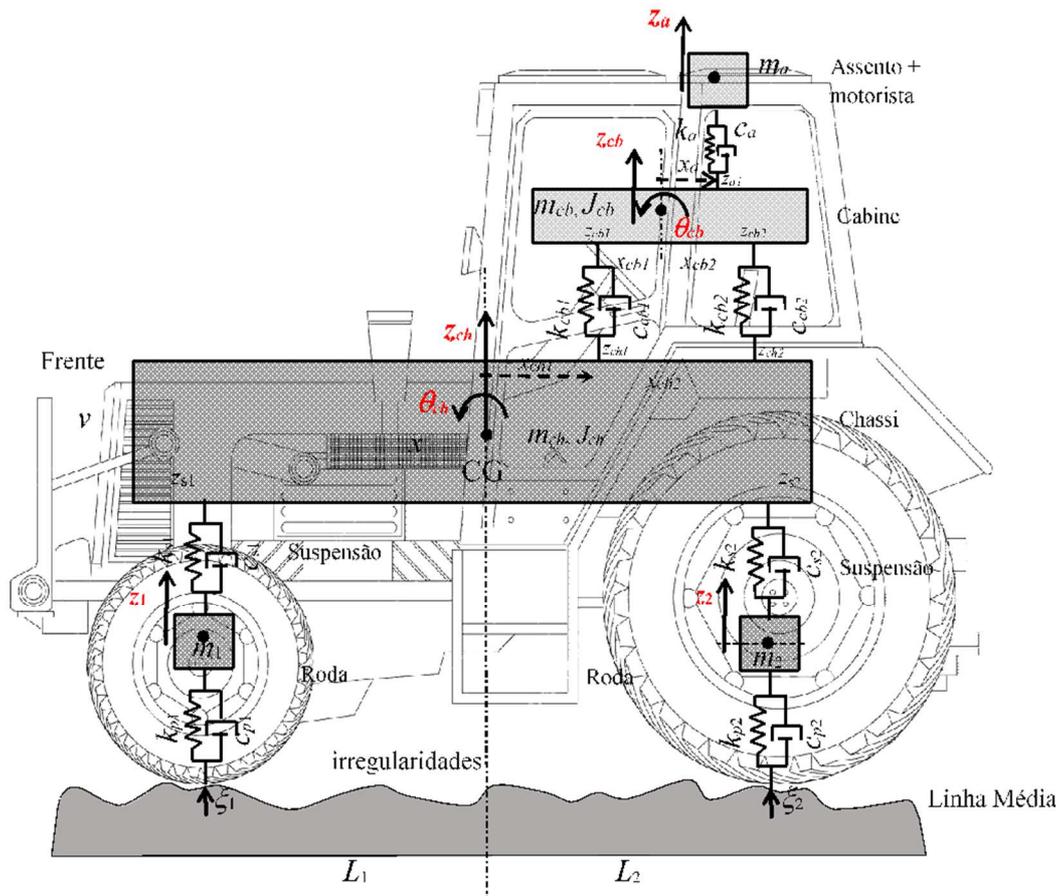


Figura 1 - Modelo dinâmico com 7 graus de liberdade de um trator agrícola simples.  
Fonte: Autor.

Para encontrar as equações de movimento usa-se as equações de Lagrange. Primeiro constrói-se o Lagrangeano  $L = T - V$ , onde  $T$  e  $V$  são a energia cinética e potencial do sistema, e se possível avaliar  $D$ , a energia dissipativa não conservativa do sistema.

$$T = \sum_{i=1}^n \frac{1}{2} m_i \dot{x}_i^2 \quad e \quad V = \sum_{i=1}^m \frac{1}{2} k_{i,j} (x_i - x_j)^2 \quad e \quad D = \sum_{i=1}^m \frac{1}{2} c_{i,j} (\dot{x}_i - \dot{x}_j)^2 \quad (1)$$

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

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{x}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial x_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{x}_i} = 0 \quad (2)$$

Expandindo-se o Sistema de equações, chega-se ao sistema de equações diferenciais de movimento referente ao equilíbrio de forças e momentos para cada grau de liberdade, a seguir definidos apenas para rigidez por simplicidade de escrita, faltando o seu respectivo termo dissipativo que é similar ao elástico.

Translação do Assento:

$$m_a \ddot{z}_a = -k_a [z_a - (z_{cb} + \theta_{cb} x_a)] \quad (3)$$

Translação da cabine:

$$m_{cb} \ddot{z}_{cb} = k_a [z_a - (z_{cb} + \theta_{cb} x_a)] - k_{cb1} [(z_{cb} - \theta_{cb} x_{cb1}) - (z_{ch} + \theta_{ch} x_{ch1})] - k_{cb2} [(z_{cb} + \theta_{cb} x_{cb2}) - (z_{ch} + \theta_{ch} x_{ch2})] \quad (4)$$

Arfagem da cabine:

$$J_{cb}\ddot{\theta}_{cb} = k_a x_a [z_a - (z_{cb} + \theta_{cb} x_{cb1})] + k_{cb1} x_{cb1} [(z_{cb} - \theta_{cb} x_{cb1}) - (z_{ch} + \theta_{ch} x_{ch1})] - k_{cb2} x_{cb2} [(z_{cb} + \theta_{cb} x_{cb2}) - (z_{ch} + \theta_{ch} x_{ch2})] \quad (5)$$

Translação do chassi:

$$m_{ch}\ddot{z}_{ch} = k_{cb1} [(z_{cb} - \theta_{cb} x_{cb1}) - (z_{ch} + \theta_{ch} x_{ch1})] + k_{cb2} [(z_{cb} + \theta_{cb} x_{cb2}) - (z_{ch} + \theta_{ch} x_{ch2})] - k_{s1} [(z_{ch} - \theta_{ch} L_1) - z_1] - k_{s2} [(z_{ch} + \theta_{ch} L_2) - z_2] \quad (6)$$

Arfagem do chassi:

$$J_{ch}\ddot{\theta}_{ch} = k_{cb1} x_{ch1} [(z_{cb} - \theta_{cb} x_{cb1}) - (z_{ch} + \theta_{ch} x_{ch1})] + k_{cb2} x_{ch2} [(z_{cb} + \theta_{cb} x_{cb2}) - (z_{ch} + \theta_{ch} x_{ch2})] + k_{s1} L_1 [(z_{ch} - \theta_{ch} L_1) - z_1] - k_{s2} L_2 [(z_{ch} + \theta_{ch} L_2) - z_2] \quad (7)$$

Translação do eixo dianteiro:

$$m_1\ddot{z}_1 = k_{s1} [(z_{ch} - \theta_{ch} L_1) - z_1] - k_{p1} (z_1 - \xi_1) \quad (8)$$

Translação do eixo traseiro:

$$m_2\ddot{z}_2 = k_{s2} [(z_{ch} + \theta_{ch} L_2) - z_2] - k_{p2} (z_2 - \xi_2) \quad (9)$$

É possível assim rearranjar as equações pelos respectivos graus de liberdade gerando uma matriz de rigidez  $[K]$ , amortecimento  $[C]$  e massa  $[M]$ . Resultando num sistema de equações diferenciais:

$$[M]\{\ddot{z}\} + [C]\{\dot{z}\} + [K]\{z\} = \{F_e\} \quad (10)$$

onde  $\{F_e\}$  é o vetor de forças externas e que, para irregularidades de pista pode ser descrito como:

$$F_e = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ k_{p1} \ 0; \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ k_{p2}]^T \{\xi_1 \ \xi_2\}^T + [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ c_{p1} \ 0; \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ c_{p2}]^T \{\xi_1 \ \xi_2\}^T \quad (11)$$

### 3.3 Integração de Newmark para histórico de deslocamentos, velocidade e acelerações.

A solução da equação no domínio do tempo segue o método de integração numérica implícita de Newmark, que consiste em três equações de recorrência. Segundo Clough e Penzien (1993), a estabilidade de tal método depende dos parâmetros  $\alpha$  e  $\beta$ , sendo este incondicionalmente estável para  $\alpha \geq (1/4)(\beta + 1/2)^2$  e  $\beta \geq 1/2$ . Assim, discretiza-se o tempo em intervalos pré-determinados  $\Delta t$  (neste trabalho o intervalo considerado foi de  $1 \times 10^{-4}$ s). As equações são calculadas na seguinte ordem: deslocamento, aceleração e velocidade (Equações 12, 13 e 14, respectivamente).

$$\{z\}_{i+1} = \left[ \frac{1}{\alpha(\Delta t)^2} [M] + \frac{\beta}{\alpha \Delta t} [C] + [K] \right]^{-1} \times \left\{ \vec{F}_{i+1} + [M] \left( \frac{1}{\alpha(\Delta t)^2} \{z\}_i + \frac{1}{\alpha \Delta t} \{\dot{z}\}_i + \left( \frac{1}{2\alpha} - 1 \right) \{\ddot{z}\}_i \right) + [C] \left( \frac{\beta}{\alpha \Delta t} \{z\}_i + \left( \frac{\beta}{\alpha} - 1 \right) \{\dot{z}\}_i + \left( \frac{\beta}{\alpha} - 2 \right) \frac{\Delta t}{2} \{\ddot{z}\}_i \right) \right\} \quad (12)$$

$$\{\ddot{z}\}_{i+1} = \frac{1}{\alpha(\Delta t)^2} (\{z\}_{i+1} - \{z\}_i) - \frac{1}{\alpha \Delta t} \{\dot{z}\}_i - \left( \frac{1}{2\alpha} - 1 \right) \{\ddot{z}\}_i \quad (13)$$

$$\{\dot{z}\}_{i+1} = \{\dot{z}\}_i + [(1 - \beta)\{\ddot{z}\}_i + \beta\{\ddot{z}\}_{i+1}]\Delta t \quad (14)$$

O algoritmo desenvolvido foi implementado no software Matlab e esse, como resultados, apresentou mais de 60 gráficos diferentes. Alguns desses gráficos são: Os 7 deslocamentos, velocidades e acelerações (5 lineares e 2 rotacionais), isso é, um deslocamento, uma velocidade e uma aceleração para cada grau de liberdade do problema, além do deslocamento do perfil do terreno e derivada do perfil do terreno, das forças de reação do solo em cada pneu e o deslocamento da suspensão dianteira durante o trajeto realizado pelo trator simulado.

### 3.4 Modelo de irregularidades de pista segundo NBR ISO 5008 (2015)

As medições de vibrações no modelo numérico devem ser efetuadas de acordo com os perfis de pista dispostos na NBR ISO 5008(2015) *Tratores agrícolas de rodas e máquinas de campo - Medição da vibração transmitida ao corpo inteiro do operador*. Essa norma é uma tradução da norma internacional ISO 5008(2002) *Agricultural Wheeled Tractors and Field Machinery - Measurement of Whole-Body Vibration of the Operator*. Nela, o trator deve ser conduzido sobre dois diferentes perfis de pista, uma mais rugosa com comprimento de 35 m e outra mais lisa com comprimento de 100 m. A norma define os 2 perfis de pista através de duas tabelas, a primeira para pista rugosa e a segunda para pista lisa. As Figuras 2 e 3 representam os 2 perfis de pista descritos pela norma e convertidos em gráficos. A Figura 4 é um exemplo de pista rugosa da norma que foi desenvolvido no Brasil para fins de testes experimentais com tratores, nela, pode-se notar como será o perfil simulado.

O capítulo 11 da norma descreve detalhadamente as características das pistas, onde cada uma deve consistir de duas faixas paralelas adequadamente espaçadas para a bitola das rodas do trator. Para a pista mais rugosa, a elevação deve ser definida em intervalos de 80 mm ao longo de cada faixa, já para a pista mais lisa a elevação deve ser em intervalos de 160 mm.

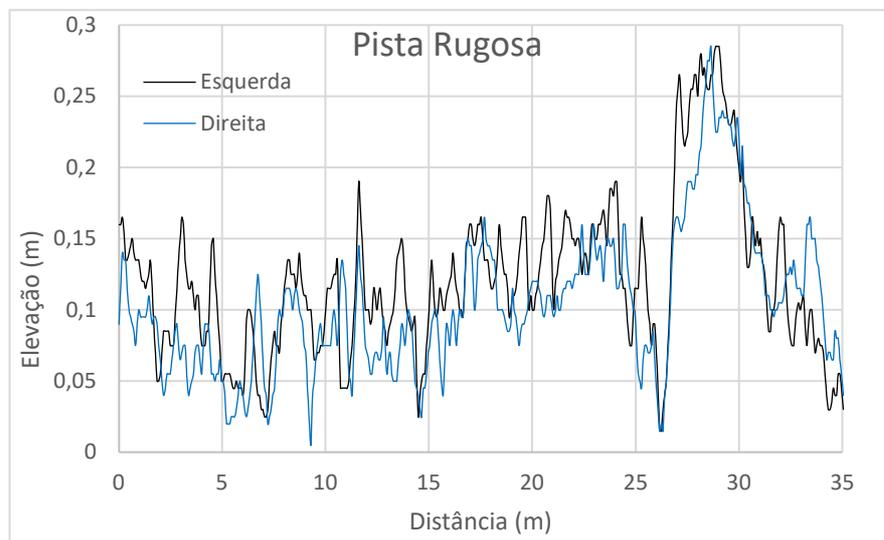


Figura 2 - Perfil de pista rugosa da NBR ISO 5008(2015).

Fonte: Autor.

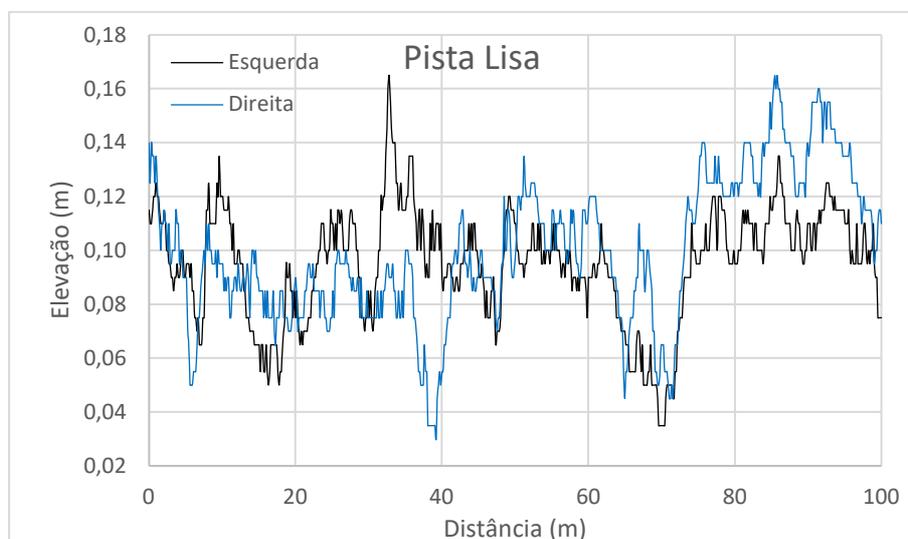


Figura 3 - Perfil de pista lisa da NBR ISO 5008(2015).

Fonte: Autor.

### 3.5 Velocidades de Operação segundo NBR ISO 5008 (2015).

As simulações devem ser realizadas de acordo com velocidades determinadas pela NBR ISO 5008(2015). Para a pista mais lisa, as velocidades de operação devem ser de 10 km/h, 12 km/h e 14 km/h. Para a pista rugosa, as velocidades devem ser de 4 km/h, 5 km/h e 7 km/h.



Figura 4 - Pista padronizada rugosa de 35m para ensaio de vibração segundo NBR ISO 5008(2015).  
Fonte: SANDI, 2017.

### 3.6 Propriedades geométricas de inércia, rigidez e amortecimento para o trator agrícola

BRUNETTI (2021) utilizou subestruturas para realizar a investigação da vibração no assento do operador em um trator de médio porte sob diferentes configurações de uso, permitindo obter o modelo dinâmico de todo o maquinário agrícola. Observando os resultados após juntar todas as subestruturas, foi comprovada a eficácia dessa abordagem através de uma modelagem simplificada e com uso de menos recursos computacionais, sendo este o grande ganho do seu estudo realizado. O maquinário proposto foi subdividido em 5 partes, sendo elas: assento do motorista, cabine, chassi, eixo dianteiro e eixo traseiro, esses dois últimos contemplam rodas e pneus. O trator de porte médio simulado por BRUNETTI (2021) se assemelha muito a um John Deere 6125J, ambos com pesos de aproximadamente 7000 kg com cabine inclusa e distância entre eixos de 2,40 m aproximadamente.



Figura 5 - Trator John Deere 6125J cabinado seu comprimento e entre-eixos.  
Fonte: <https://www.guiasobratema.org.br/Equipamento/Index/83097>.

Como a ideia desse trabalho é similar ao proposto por BRUNETTI (2021), os parâmetros de entrada e as medidas geométricas do trator utilizadas para a realização da simulação são as mesmas, com exceção da massa traseira. Este dado foi adquirido do John Deere 6125J, através de um catálogo disponível pela fabricante na internet, e sabendo-se que a distância entre eixos de ambos os modelos é similar, tomou-se por verdade que os pesos totais também são, e assim adquiriu-se esse último dado. A Tabela 1 apresenta as propriedades geométricas e físicas utilizadas na simulação.

Vale ainda ressaltar que o modelo proposto na Figura 1 possui 7 graus de liberdade. Entretanto, por falta de dados acadêmicos e industriais, a suspensão traseira foi descartada nessa simulação, tornando-a extremamente rígida através de valores elevados para seus coeficientes, já que tratores com suspensão traseira são incomuns e a obtenção de seus dados são mais difíceis ainda. Assim, o trator agrícola modelado nesse trabalho se assemelha ao proposto por BRUNETTI (2021), uma máquina cabinada com suspensão dianteira e espaço de deslocamentos de 0,5 m, coxins dianteiros e traseiros e suspensão no assento do motorista.

Tabela 1 - Propriedades geométricas utilizadas no modelamento do trator.

Símbolo	Descrição	Valor	Unidade
$m_a$	Massa do operador + massa do assento	150	kg
$m_{cb}$	Massa da cabine	350	kg
$m_{ch}$	Massa do chassi	3350	kg
$m_1$	Massa do eixo dianteiro + massa dos pneus e rodas dianteiras	700	kg
$m_2$	Massa do eixo traseiro + massa dos pneus e rodas traseiras	2450	kg
$J_{cb}$	Momento de Inércia de massa da cabine	77	kg.m <sup>2</sup>
$J_{ch}$	Momento de Inércia de massa do chassi	3959	kg.m <sup>2</sup>
$k_a$	Rigidez do assento	9,8	kN/m
$k_{cb1}$	Rigidez do coxim frontal da cabine	145,8	kN/m
$k_{cb2}$	Rigidez do coxim traseiro da cabine	54,3	kN/m
$k_{s1}$	Rigidez da suspensão dianteira	85,6	kN/m
$k_{s2}$	Rigidez da suspensão traseira	$85,6 \times 10^6$	kN/m
$k_{p1}$	Rigidez do pneu dianteiro	546,2	kN/m
$k_{p2}$	Rigidez do pneu traseiro	712,5	kN/m
$c_a$	Amortecimento do assento	6065	N.s/m
$c_{cb1}$	Amortecimento do coxim frontal da cabine	5703	N.s/m
$c_{cb2}$	Amortecimento do coxim traseiro da cabine	3880	N.s/m
$c_{s1}$	Amortecimento da suspensão dianteira	12,4	N.s/m
$c_{s2}$	Amortecimento da suspensão traseira	$12,4 \times 10^6$	N.s/m
$c_{p1}$	Amortecimento do pneu dianteiro	21,8	N.s/m
$c_{p2}$	Amortecimento do pneu traseiro	28,5	N.s/m
$L_1$	Distância do CG do chassi para o CG da suspensão dianteira	1,54	m
$L_2$	Distância do CG do chassi para o CG da suspensão traseira	0,83	m
$x_{ch1}$	Distância do CG do chassi para CG do coxim dianteiro cabine	0,31	m
$x_{ch2}$	Distância do CG do chassi para CG do coxim traseiro cabine	0,83	m
$x_{cb1}$	Distância do CG da cabine para CG do coxim dianteiro cabine	0,38	m
$x_{cb2}$	Distância do CG da cabine para CG do coxim traseiro cabine	0,76	m
$x_a$	Distância do CG do chassi para o CG do assento	0,43	m

## 4 METODOLOGIA

A metodologia utilizada iniciou-se com a análise de trabalhos desenvolvidos na área e que proporcionaram a criação de uma sólida referência bibliográfica que serviu de base ao longo do desenvolvimento deste trabalho. Após isso, foi realizado o detalhamento de todo o modelo físico do trator e suas propriedades, como descritos na seção anterior. Após a definição do modelo, foi desenvolvido o código numérico no software MatLab para realizar as simulações desejadas, também foi usado o método de integração Newmark para encontrar os deslocamentos, velocidades e acelerações para os 7 graus de liberdade, além das forças de reação do solo e deslocamento da suspensão dianteira. Além disso, o código também contém os dados para simular as pistas lisa e rugosa da NBR ISO 5008(2015), no qual o trator é colocado para trafegar num trajeto de 100 m e 35 m, respectivamente. Por fim, seguindo as recomendações da NBR ISO 5007(2017) *Tratores agrícolas de rodas - Assento do operador - Medição em laboratório da vibração*, uma tradução da norma internacional ISO 5007(2002) *Agricultural wheeled tractors — Operator's seat — Laboratory measurement of transmitted vibration*, o código calcula os valores RMS (*Root Mean Square*) das acelerações e o parâmetro SEAT (*Seat effective amplitude transmissibility*) para determinar o grau de conforto do assento do motorista nas condições de trajeto já determinadas, valor esse que também será usado segundo a norma ISO 2631-1(1997) *Mechanical Vibration and Shock – Evaluation of human exposure to whole body vibration*, para determinar o grau de irregularidade da pista nas vibrações sentidas no assento do motorista do trator e classificar o mesmo segundo zonas de cautela referentes ao nível diário de exposição a vibrações e os impactos sobre a saúde do operador.

## 5 RESULTADOS

Neste capítulo serão apresentados os resultados obtidos através das simulações numéricas do modelo físico do trator desenvolvido, apresentando os gráficos obtidos para os graus de liberdade em duas situações simuladas, assim como o nível de conforto do assento do motorista, o parâmetro SEAT realizado através da NBR ISO 5007(2017) e o efeito do grau de irregularidade da pista determinado segundo a ISO 2631-1(1997).

### 5.1 Deslocamentos, velocidades e acelerações obtidas na simulação numérica do modelo físico do trator.

Após as simulações numéricas realizadas para os dois tipos de pista, lisa e rugosa, e 3 velocidades para cada pista, obteve-se gráficos de deslocamentos, velocidades e acelerações para o assento do motorista, cabine, chassi, pneus e suspensão dianteira, além dos ângulos de arfagem da cabine e do chassi, as forças de reação do solo nos pneus e os deslocamentos da suspensão ao longo do trajeto. Por terem sido gerados mais de 60 gráficos diferentes, optou-se por mostrar apenas uma velocidade de trajeto para cada tipo de pista, as velocidades de 7 km/h para a pista rugosa e 10 km/h para a pista lisa foram as selecionadas, sendo essas as duas situações de rodagem mais comuns encontradas no dia a dia de um trator em operação. Os gráficos mostrados referem-se apenas aos deslocamentos, velocidades e acelerações sofridas pelo motorista no assento da cabine, já que a análise dinâmica e o conforto do assento são o escopo desse trabalho, além das forças de reação do solo nos pneus, para confirmar a estabilidade de rodagem do trator ao longo do trajeto, e o espaço de deslocamentos da suspensão dianteira devido ao amortecimento de vibrações geradas pelo percurso. Os resultados dinâmicos encontrados para o chassi, cabine e pneus foram negligenciados nesse trabalho por terem tido pouca influência sobre o conforto do motorista no assento se comparado aos resultados dos outros graus de liberdade que aparecerão a seguir.

### 5.1.1 Gráficos da simulação numérica obtidos da pista lisa com velocidade de 10 km/h

Seguem os resultados obtidos nas simulações numéricas para os efeitos dinâmicos sobre o assento do motorista, forças de reação dos pneus e deslocamentos sofridos pela suspensão dianteira e uma análise dos resultados obtidos para esse perfil de pista com a velocidade determinada pela norma.

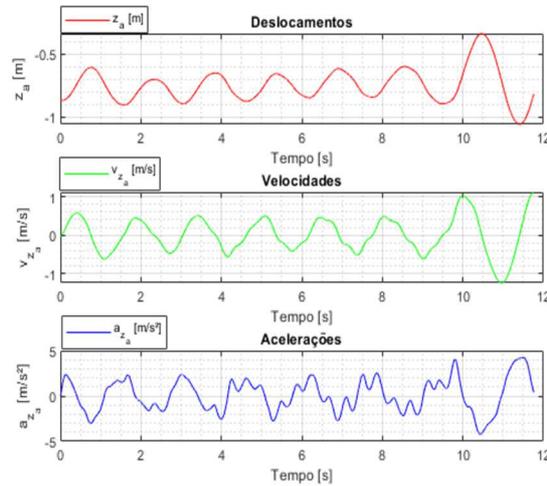


Figura 6 - Deslocamentos, velocidades e acelerações do assento na pista lisa a 10km/h.  
Fonte: Autor.

Pode-se notar na Figura 6 que os deslocamentos do assento do operador possuem uma amplitude média de 30 cm ao longo de todo o trajeto, com exceção de um ponto ocorrido no final do percurso, que acontece após a passagem em um solavanco da pista, gerando deslocamentos maiores nesse ponto. As velocidades sobre o assento são baixas e variam com amplitude de 0,6 m/s ao longo do movimento, tendo uma variação maior no final do percurso devido aos solavancos existentes na pista normatizada, o mesmo que gerou um aumento nos deslocamentos. Já as acelerações sofridas pelo motorista no assento são aceitáveis para um trator agrícola e giram em torno de 5 m/s<sup>2</sup> de amplitude ou menos ao longo do tempo de percurso, com exceção de acelerações pouco maiores na parte final do trajeto, motivado pela passagem no solavanco.

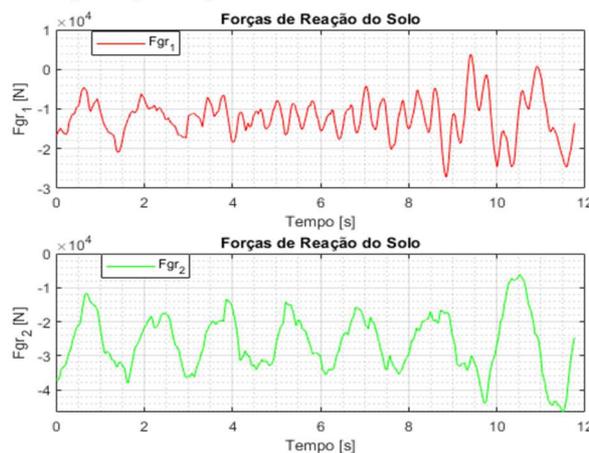


Figura 7 - Forças de reação do solo nos pneus na pista lisa a 10 km/h.  
Fonte: Autor.

Na Figura 7, o primeiro gráfico, com linhas vermelhas, é a força de reação do solo nos pneus dianteiros, e o segundo, com linhas verdes, é a força de reação do solo nos pneus traseiros, isso também é válido para os outros gráficos semelhantes a este. Pode-se notar que os pneus traseiros sofrem as reações do solo sem problemas e permanecem estáveis no trajeto ao longo do tempo durante todo o percurso, não permitindo o descolamento dos pneus em momento algum. Já os pneus dianteiros ficaram estáveis no solo ao longo do tempo, com alguns mínimos pontos de descolamento do pneu

devido a solavancos encontrados no final da pista lisa. Entretanto, esse descolamento é tão baixo que se desconsiderou o mesmo uma vez os pneus traseiros permaneceram estáveis e não descolaram da pista em momento algum do trajeto, assim sendo, o trator permaneceu estável mantendo o conforto e estabilidade do operador ao longo de todo o tempo de percurso na pista lisa.

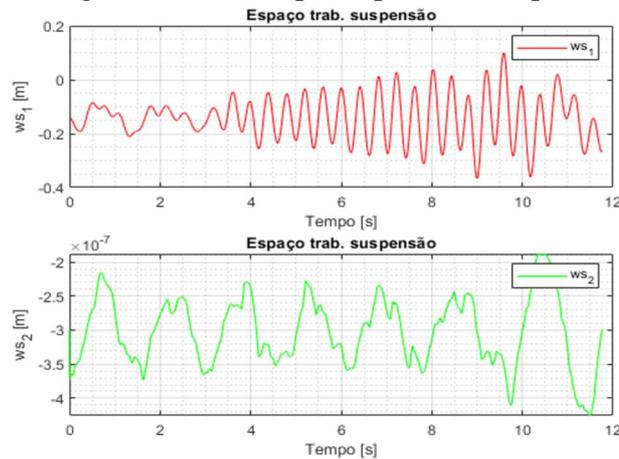


Figura 8 - Espaço de deslocamentos da suspensão na pista lisa a 10 km/h.

Fonte: Autor.

A Figura 8 apresenta os deslocamentos da suspensão ao longo de todo o trajeto. O segundo gráfico, com linhas verdes, representa os deslocamentos que ocorreram no eixo traseiro, que foi tornado rígido, o mesmo é válido para outros gráficos semelhantes a esse, nota-se que os deslocamentos podem ser considerados nulos nesse local. Já na suspensão dianteira, percebe-se que inicialmente a mesma pouco trabalhou, com a amplitude dos deslocamentos na casa dos 0,1 m. Com o passar do tempo ao longo do trajeto, os deslocamentos verticais ocorridos aumentam consideravelmente e possuem uma amplitude máxima em torno de 0,3 m, e isso ocorre devido a solavancos encontrados na parte final do percurso do trator, aumentando os valores da amplitude dos deslocamentos, velocidades e acelerações sobre o assento do motorista, das forças de reação dos pneus e dos deslocamentos da suspensão para compensar o excesso de vibrações sofridos.

### 5.1.2 Gráficos da simulação numérica obtidos da pista rugosa com velocidade de 7 km/h.

Seguem agora os resultados obtidos nas simulações numéricas para os efeitos dinâmicos sobre o assento do operador, forças de reação dos pneus e deslocamentos sofridos pela suspensão e uma análise dos resultados para esse perfil de pista e algumas comparações com os dados obtidos na simulação da pista lisa a 10 km/h.

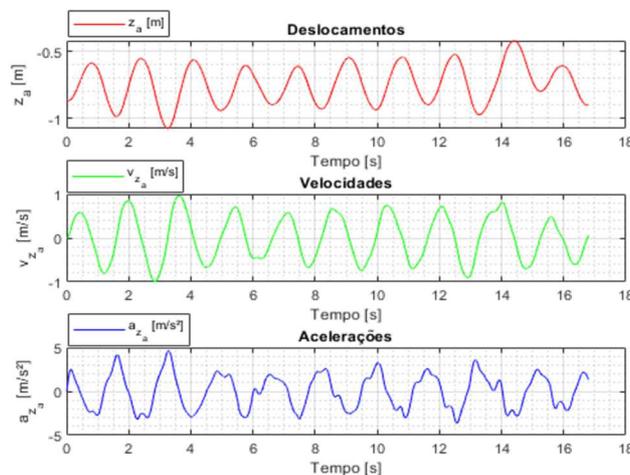


Figura 9 - Deslocamentos, velocidades e acelerações do assento na pista rugosa a 7 km/h.

Fonte: Autor.

Na Figura 9 nota-se que os deslocamentos do assento do motorista variam com amplitude em torno de 45 cm e com picos de deslocamentos bem distintos ao longo do tempo, que são justificados devido ao trajeto do trator na pista rugosa da NBR ISO 5008(2015). Como já era esperado, é perceptível que as amplitudes de deslocamentos na pista rugosa são maiores e com maior frequência que na pista lisa, gerando assim maiores deslocamentos no assento do motorista. As velocidades sobre o assento na pista rugosa são consideravelmente maiores que na pista lisa, tendo amplitude máxima de variação de 2 m/s com amplitudes médias em torno de 1,5 m/s ao longo do percurso, gerando deslocamentos mais acentuados. Já as acelerações sofridas pelo motorista no assento seguem aceitáveis para um trator em pista rugosa e possuem amplitude média  $7 \text{ m/s}^2$  ao longo do trajeto. Com essas acelerações, mesmo em um trajeto com pista muito rugosa e as mesmas sendo superiores às encontradas na pista lisa, o motorista do trator não chega a descolar do assento em momento algum em ambos percursos, garantindo assim um conforto aceitável para dirigibilidade do trator.

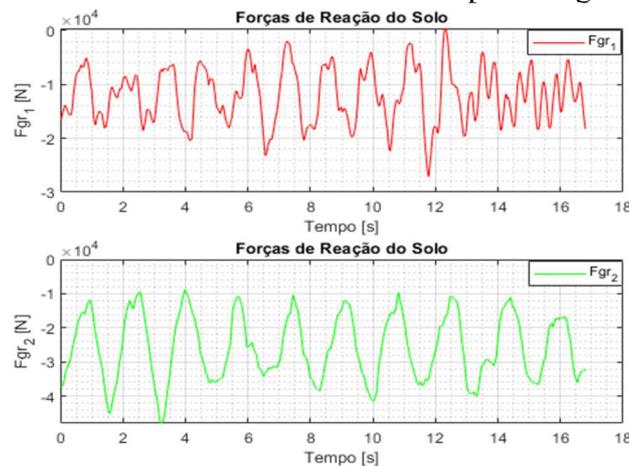


Figura 10 - Forças de reação do solo nos pneus na pista rugosa a 7 km/h.  
Fonte: Autor.

Já a Figura 10 apresenta as forças de reação do solo nos pneus do trator na pista rugosa. Analisando o gráfico nota-se que os pneus, tanto dianteiros quanto traseiros, não sofreram descolamentos da pista ao longo do trajeto, apesar das amplitudes maiores de força que as encontradas na pista lisa. Ao contrário dos deslocamentos no assento do operador, e principalmente das velocidades sobre o mesmo, que sofreram alterações consideráveis devido à mudança do perfil de pista, os pneus conseguiram manter uma estabilidade ao longo da pista e não gerar pontos de descolamentos, algo que pode ocorrer para velocidades menores de operação numa pista muito irregular, especialmente para os pneus dianteiros, o que ocasionaria maiores deslocamentos e acelerações sobre o assento e colocando em risco o conforto do mesmo e a estabilidade do trator.

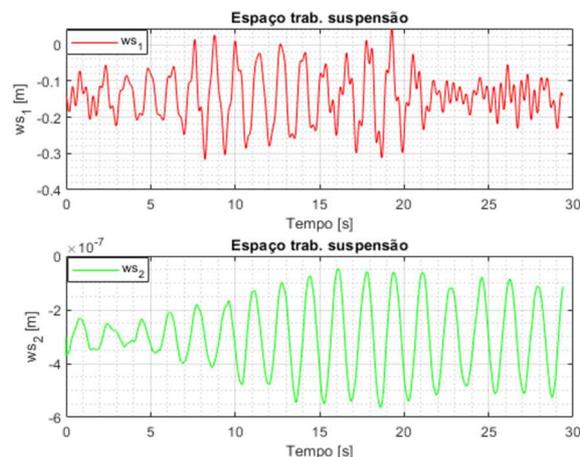


Figura 11 - Espaço de deslocamentos da suspensão na pista rugosa a 7km/h.  
Fonte: Autor.

Os deslocamentos sofridos pela suspensão dianteira durante o trajeto do trator na pista rugosa são demonstrados na Figura 11. Percebe-se que os deslocamentos possuem picos superiores aos ocorridos na pista lisa, como já era esperado devido ao perfil de pista trafegado, e variam em torno de 0,4 m de amplitude, amortecendo grande parte das vibrações sobre o trator com eficácia. Para a parte traseira do trator, que é rígida, os deslocamentos encontrados são considerados nulos.

## 5.2 Efeito do grau de irregularidade da pista nas vibrações sentidas pelo usuário no assento do motorista segundo o parâmetro SEAT da NBR 5007 (2017).

Esse tópico visa fazer uma classificação qualitativa do assento do motorista do trator modelado seguindo recomendações da NBR ISO 5007(2017) e NBR ISO 5008(2015). A NBR ISO 5008(2015) descreve que alguns testes devem ser executados no trator quando em operação no campo seguindo vários critérios de instrumentação e pré-requisitos. Como este trabalho se trata de uma simulação numérica, os resultados, obviamente, serão sempre os mesmos se não variarmos nenhum parâmetro de entrada. A norma determina que se deve calcular os valores RMS das acelerações sofridas pelo assento do motorista durante os testes a serem realizados, para isso, tal cálculo foi adicionado no código numérico

Já a NBR ISO 5007(2017) determina o parâmetro SEAT, que nada mais é que o valor da aceleração RMS do assento do motorista dividido pelo valor RMS da aceleração do local onde ficam apoiados os pés do motorista, que nesse trabalho trata-se da cabine. Na norma, o trator modelado se enquadra dentro da categoria AG3, que são tratores com peso máximo acima de 6500 kg.

A Tabela 2 informa os resultados para os valores de aceleração RMS no assento do motorista para cada velocidade de rodagem, o parâmetro SEAT e o valor A8, que significa a exposição do motorista sobre o assento durante 8 horas, isso é, um dia de trabalho no campo. Ao lado de cada parâmetro aparece um percentual de quão maior o valor obtido é em relação ao menor valor obtido computacionalmente para aquele determinado parâmetro.

Tabela 2 - Resultados de aceleração RMS e parâmetro SEAT.

Tipo de pista	Velocidades	A8	Percentual	Aceleração RMS	Percentual %	SEAT	Percentual %
Rugosa	4 km/h	1.4473	166%	2.0468	166%	1.1147	18%
	5 km/h	0.5423	-	0.7669	-	0.9736	3%
	7 km/h	0.6408	18%	0.9062	18%	1.0547	11%
Lisa	10 km/h	0.5806	7%	0.8211	7%	0.9450	-
	12 km/h	0.6369	17%	0.9007	17%	1.0989	16%
	14 km/h	0.5954	9%	0.8420	9%	1.0987	16%

De acordo com a NBR ISO 5007(2017) para o parâmetro AG3, um bom assento é aquele que possui o parâmetro SEAT menor possível. A norma indica um valor usual próximo a 1 ou ligeiramente acima, para tratores da classe AG3 e, sendo assim, o assento do trator modelado nesse trabalho foi aprovado em todas as simulações realizadas segundo o parâmetro SEAT.

## 5.3 Efeito do grau de irregularidade da pista nas vibrações sentidas pelo usuário no assento do motorista segundo a ISO 2631-1 (1997).

Já a norma ISO 2631-1(1997) apresenta uma classificação diferente da NBR ISO 5007(2017), pois ela leva em consideração os valores RMS das acelerações calculadas no assento do motorista. A Tabela 3 e a Figura 12 apresentam a forma de classificação da ISO 2631-1(1997).

De acordo com a Tabela 3, nota-se que os valores de aceleração RMS encontrados no assento do motorista durante a simulação na pista rugosa a uma velocidade de 4 km/h classificam o mesmo numa

zona entre muito desconfortável e extremamente desconfortável, o que reprovava esse assento nesse teste devido sua insalubridade em operação. Isso pode ser explicado pela baixa velocidade do trator trafegando sobre uma pista extremamente rugosa, conforme a Figura 4, gerando instabilidades no maquinário, tudo isso propicia elevadas vibrações, deslocamentos e acelerações sobre o assento.

Tabela 3 - Classificação de conforto do assento do motorista conforme ISO 2631-1 (1997).

<b>Aceleração</b>	<b>Classificação</b>
<0,315 m/s <sup>2</sup>	Não desconfortável
0,315 m/s <sup>2</sup> a 0,63 m/s <sup>2</sup>	Um pouco desconfortável
0,5 m/s <sup>2</sup> a 1,0 m/s <sup>2</sup>	Levemente desconfortável
0,8 m/s <sup>2</sup> a 1,6 m/s <sup>2</sup>	Desconfortável
1,25 m/s <sup>2</sup> a 2,5 m/s <sup>2</sup>	Muito desconfortável
>2,0 m/s <sup>2</sup>	Extremamente desconfortável

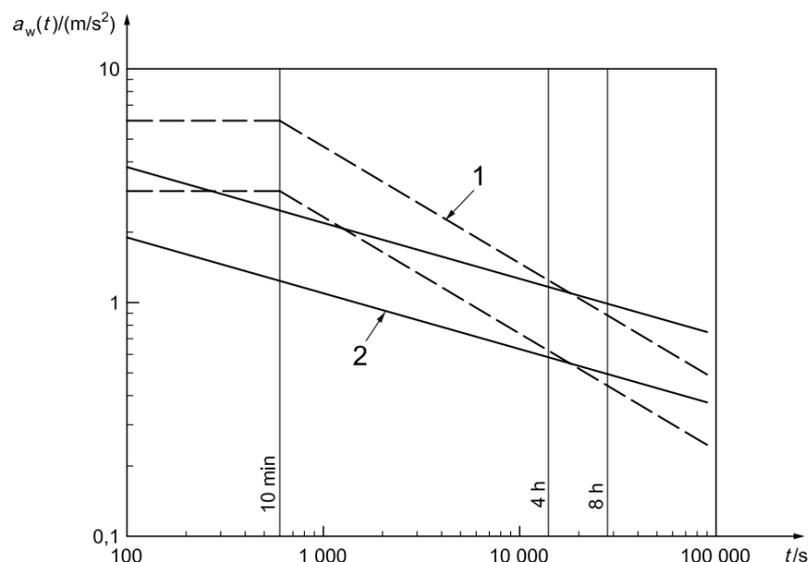


Figura 12 - Zonas de cautela por exposição a vibrações segundo ISO 2631-1 (1997)

Fonte: ISO 2631-1 (1997, Amendment 2010).

Para todas as outras 5 simulações realizadas, os assentos classificam-se nas zonas de levemente desconfortável ou desconfortável, já que há um cruzamento de valores para essas zonas, tendendo mais para as faixas do levemente desconfortável. A explicação para isso se deve aos perfis de pista, o rugoso é extremamente rugoso e pode ser visto na Figura 4, e a pista lisa possui diversos solavancos, ambos os perfis são quantificados pela NBR ISO 5008(2015).

Já a Figura 12 apresenta uma classificação um pouco diferente, ela refere-se à uma classificação em níveis de saúde para a exposição do motorista às vibrações do assento durante 8 horas, ou um dia de trabalho normal no campo, as linhas representadas por 1 e 2 representam os limites inferior e superior, respectivamente. Dentro dos limites, os níveis de vibração são aceitos, mas deve-se considerar medidas preventivas devido à exposição constante à essas vibrações, abaixo do limite inferior o motorista está na região segura e com ótimas condições de trabalho, e acima do limite superior as condições de trabalho são consideradas insalubres devido ao alto índice de vibrações sobre o assento do operador.

Para as 5 simulações realizadas, os valores de aceleração RMS encontram-se dentro dos limites inferior e superior na faixa das 8 horas de operação diárias, estando mais próximo dos limites inferiores. Nessa classificação, é necessário cautela quanto aos riscos de saúde devido às vibrações do assento durante um dia normal de trabalho. Novamente pode-se relacionar isso aos perfis de pista

trafegados, que são trajetos que expõem o motorista à elevados níveis de vibrações. O fato de os níveis de vibração estarem mais perto do limite inferior, isto é, da zona segura corroboram a classificação do assento como levemente desconfortável, isso é, o assento é apropriado para um trator agrícola, mas o seu projeto pode sofrer melhorias para atingir melhores resultados de conforto. Apenas o caso de 4 km/h e pista rugosa, resultou numa vibração que seria considerada insalubre para o motorista do trator com uma jornada de 8h diárias, devendo ser tomadas medidas para que, neste caso, o motorista não fique exposto à esta vibração. Nos outros casos os valores ficaram dentro dos limites, significando que se deve evitar a exposição excessiva a longo prazo a estas vibrações. Uma análise segundo a NR-15 (a qual define apenas o limite de exposição de  $1,1, \text{ m/s}^2$ ) resultaria nas mesmas conclusões anteriores, corroborando os resultados.

## 6 CONCLUSÃO

Este trabalho desenvolveu a simulação numérica de um modelo físico de um trator de porte médio com 7000 kg de massa através do método de integração de Newmark. Os resultados obtidos mostraram que a simulação trouxe informações de deslocamentos e acelerações normais sobre o assento do motorista, considerando-se os perfis trafegados de norma e o porte do trator.

Mesmo nas condições mais extremas, os níveis de aceleração no assento não são suficientes para que ocorra o descolamento do motorista do mesmo e os deslocamentos estão com valores aceitáveis para uma máquina agrícola, garantindo assim, uma dirigibilidade segura durante todo o trajeto em todas as 6 situações simuladas. Quanto aos deslocamentos da suspensão dianteira, em todos os casos ela esteve dentro do máximo que o componente amortecedor suporta, que são 0,5 m. Nas situações mais extremas ela oscilou mais, chegando a 0,4 m de deslocamento, e nas situações menos severas ela oscilou menos. No que tange às forças de reação do solo nos pneus dianteiros e traseiros, os resultados obtidos mostraram que o trator se manteve totalmente estável nas situações de rodagem menos severas. Nas situações mais extremas, encontradas na pista rugosa, o trator manteve a sua estabilidade passando por períodos de solavancos que geraram maiores vibrações sobre o assento do motorista e uma queda no conforto do mesmo, mas em momento algum isso foi um problema que colocasse a estabilidade e dirigibilidade do maquinário em risco.

Por fim, as classificações do assento do motorista mostraram que o mesmo possui um bom nível de conforto considerando-se a sua aplicação, mas com margem para futuras melhorias. De acordo com a NBR ISO 5007(2017) e o parâmetro SEAT, as 6 simulações foram satisfatórias e trouxeram um nível aceitável para um assento de trator. Os resultados obtidos de acordo com a ISO 2631-1(1997) mostraram que o assento é aceitável, mas com oportunidades de aprimoramento, já que ele se enquadra dentro da classificação de levemente desconfortável e os níveis de vibração a que o motorista está exposto no dia a dia exigem um cuidado extra com a saúde pensando-se numa exposição constante à longo prazo, com exceção do caso a 4 km/h na pista rugosa, que foi classificado como insalubre devido a elevadas vibrações sobre o mesmo.

Com tudo isso, o trator de porte médio apresentou um assento do motorista com níveis de vibração esperados para um maquinário agrícola, que não é considerado um veículo de conforto, mas sim um veículo de tração empregado, geralmente, em condições de pista precárias. Os resultados obtidos para o trator ensaiado indicaram conforto e um risco moderado para a saúde de um trabalhador utilizando o trator por 8 horas diários ao longo do tempo, nesse caso, uma rotatividade de operadores sobre esse assento durante sua utilização é uma forma de reduzir a exposição a vibrações sobre os mesmos. Além disso, o uso de simulações numéricas, em geral, reduz consideravelmente os custos com ensaios reais de tratores em campo, podendo prever com antecedência, de forma numérica, eventuais tipos de assentos que não se enquadram nos padrões com o SEAT ou A8 desejável, sem necessariamente realizar o ensaio real para esse protótipo, sendo essa uma grande vantagem competitiva no mercado atualmente.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. “**NBR ISO 5008:2015 - Tratores agrícolas de rodas e máquinas de campo - Medição da vibração transmitida ao corpo inteiro do operador**”, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2015.

\_\_\_\_\_. “**NBR ISO 5007:2017 - Tratores agrícolas de rodas - Assento do operador - Medição em laboratório da vibração**”, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2017.

ABDELKAREEM, M. A. A., KALDAS, M. M. S., ALI, M. K. A., XU, L. **Analysis of the energy harvesting potential-based suspension for truck semi-trailer**. Institution of Mechanical Engineers (IMechE 2018).

ARORA, J. S. **Introduction to Optimum design**. Cambridge, USA, Acad. Press. 896p. 2011.

BRUNETTI, J., D’AMBROGIO, W., FREGOLENT A. **Analysis of the Vibrations of Operators’ Seats in Agricultural Machinery Using Dynamic Substructuring**. Applied Sciences, 2021.

CLOUGH, R. W., PENZIEN, J. “**Dynamics of Structures**”, Publisher: McGraw-Hill College; 2<sup>nd</sup>. Ed., 768p. 1993.

GOBBI, M., MASTINU, G., PREVIATI, G. **Farm tractors with suspended front axle: Anti-dive and anti-lift characteristics**. Journal of Terramechanics 56 (2014) 157 - 172.

HARUN, M. H., SAMIN, P. M., HUDHA, K., BAKAR, S. A. A., SAAD, A. MD. **Modelling and verification of tractor ride model**. 1<sup>st</sup>. International Postgraduate Conference on Mechanical Engineering (IPCME2018).

ISO 5007:2002. **Agricultural wheeled tractors — Operator’s seat — Laboratory measurement of transmitted vibration**; Technical Report; International Organization for Standardization: Geneva, Switzerland, 2002.

ISO 5008:2002. **Agricultural Wheeled Tractors and Field Machinery—Measurement of Whole-Body Vibration of the Operator**; Technical Report; International Organization for Standardization: Geneva, Switzerland, 2002

ISO 8608: 2016. “**Mechanical Vibration – Measurement and Evaluation of Human Exposure to Hand-Transmitted Vibration**”. Genève. 2016.

ISO 2631-1: 1997. “**Mechanical Vibration and Shock – Evaluation of human exposure to whole body vibration**”. (Amendment 1, 2010.), 1997.

NORMA REGULAMENTADORA NO. 15 – Anexo 8 “**Atividades e Operações Insalubres**” Brasília: Ministério do Trabalho e Emprego, 2014

SANDI, J. “**Avaliação da vibração incidente sobre o operador de trator agrícola e pista de ensaio padronizada, em pista de concreto e em condições de campo**”. UNESP, 2018,

SHINOZUKA, M., JAN, C.M. “**Digital simulation of random processes and its applications**”. Journal of Sound and Vibration, 25(1), 111-128, 1972.

SPELTA, C., SAVARESI, S. M., PREVIDI, F., GALLI, F. TREMOLADA, S. **Modeling and Identification of Vertical Dynamics of an Agricultural Machine**. 18<sup>th</sup>. IEEE International Conference on Control Applications, Part of 2009 IEEE Multi-conference on Systems and Control, Saint Petersburg, Russia, July 8-10, 2009.

ZHENG, E., ZHONG, X., ZHU, R., XUE, J., CUI, S., GAO, H., LIN, X. **Investigation into the vibration characteristics of agricultural wheeled tractor-implement system with hydro-pneumatic suspension on the front axle**. Bio-Systems Engineering, 186 (2019) 14 - 33.

## APÊNDICE

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_a & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{cb} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_{cb} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_{ch} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_{ch} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_2 \end{bmatrix}$$

Figura A.1 - Matriz de massa do modelo dinâmico de trator agrícola simples com 7 graus de liberdade.

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_a & -k_a & -k_a x_a & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_a & (k_a + k_{cb1} + k_{cb2}) & (k_a x_a - k_{cb1} x_{cb1} + k_{cb2} x_{cb2}) & -(k_{cb1} + k_{cb2}) & -(k_{cb1} x_{ch1} + k_{cb2} x_{ch2}) & 0 & 0 \\ -k_a x_a & (k_a x_a - k_{cb1} x_{cb1} + k_{cb2} x_{cb2}) & (k_a x_a x_a + k_{cb1} x_{cb1} x_{cb1} + k_{cb2} x_{cb2} x_{cb2}) & (k_{cb1} x_{cb1} - k_{cb2} x_{cb2}) & (k_{cb1} x_{cb1} x_{ch1} - k_{cb2} x_{cb2} x_{ch2}) & 0 & 0 \\ 0 & -(k_{cb2} + k_{cb1}) & (k_{cb1} x_{cb1} - k_{cb2} x_{cb2}) & (k_{cb1} + k_{cb2} + k_{s1} + k_{s2}) & (k_{cb1} x_{ch1} + k_{cb2} x_{ch2} - k_{s1} L_1 + k_{s2} L_2) & -k_{s1} & -k_{s2} \\ 0 & -(k_{cb1} x_{ch1} + k_{cb2} x_{ch2}) & (k_{cb1} x_{ch1} x_{cb1} - k_{cb2} x_{ch2} x_{cb2}) & (k_{cb1} x_{ch1} + k_{cb2} x_{ch2} - k_{s1} L_1 + k_{s2} L_2) & (k_{cb1} x_{ch1}^2 + k_{cb2} x_{ch2}^2 + k_{s1} L_1^2 + k_{s2} L_2^2) & +k_{s1} L_1 & -k_{s2} L_2 \\ 0 & 0 & 0 & -k_{s1} & +k_{s1} L_1 & k_{s1} + k_{p1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -k_{s2} & -k_{s2} L_2 & 0 & k_{s2} + k_{p2} \end{bmatrix}$$

Figura A.2 - Matriz de rigidez do modelo dinâmico de trator agrícola simples com 7 graus de liberdade.

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} c_a & -c_a & -c_a x_a & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_a & (c_a + c_{cb1} + c_{cb2}) & (c_a x_a - c_{cb1} x_{cb1} + c_{cb2} x_{cb2}) & -(c_{cb1} + c_{cb2}) & -(c_{cb1} x_{ch1} + c_{cb2} x_{ch2}) & 0 & 0 \\ -c_a x_a & (c_a x_a - c_{cb1} x_{cb1} + c_{cb2} x_{cb2}) & (c_a x_a x_a + c_{cb1} x_{cb1} x_{cb1} + c_{cb2} x_{cb2} x_{cb2}) & (c_{cb1} x_{cb1} - c_{cb2} x_{cb2}) & (c_{cb1} x_{cb1} x_{ch1} - c_{cb2} x_{cb2} x_{ch2}) & 0 & 0 \\ 0 & -(c_{cb2} + c_{cb1}) & (c_{cb1} x_{cb1} - c_{cb2} x_{cb2}) & (c_{cb1} + c_{cb2} + c_{s1} + c_{s2}) & (c_{cb1} x_{ch1} + c_{cb2} x_{ch2} - c_{s1} L_1 + c_{s2} L_2) & -c_{s1} & -c_{s2} \\ 0 & -(c_{cb1} x_{ch1} + c_{cb2} x_{ch2}) & (c_{cb1} x_{ch1} x_{cb1} - c_{cb2} x_{ch2} x_{cb2}) & (c_{cb1} x_{ch1} + c_{cb2} x_{ch2} - c_{s1} L_1 + c_{s2} L_2) & (c_{cb1} x_{ch1}^2 + c_{cb2} x_{ch2}^2 + c_{s1} L_1^2 + c_{s2} L_2^2) & +c_{s1} L_1 & -c_{s2} L_2 \\ 0 & 0 & 0 & -c_{s1} & +c_{s1} L_1 & c_{s1} + c_{p1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -c_{s2} & -c_{s2} L_2 & 0 & c_{s2} + c_{p2} \end{bmatrix}$$

Figura A.3 – Matriz de amortecimento do modelo dinâmico de trator agrícola simples com 7 graus de liberdade.

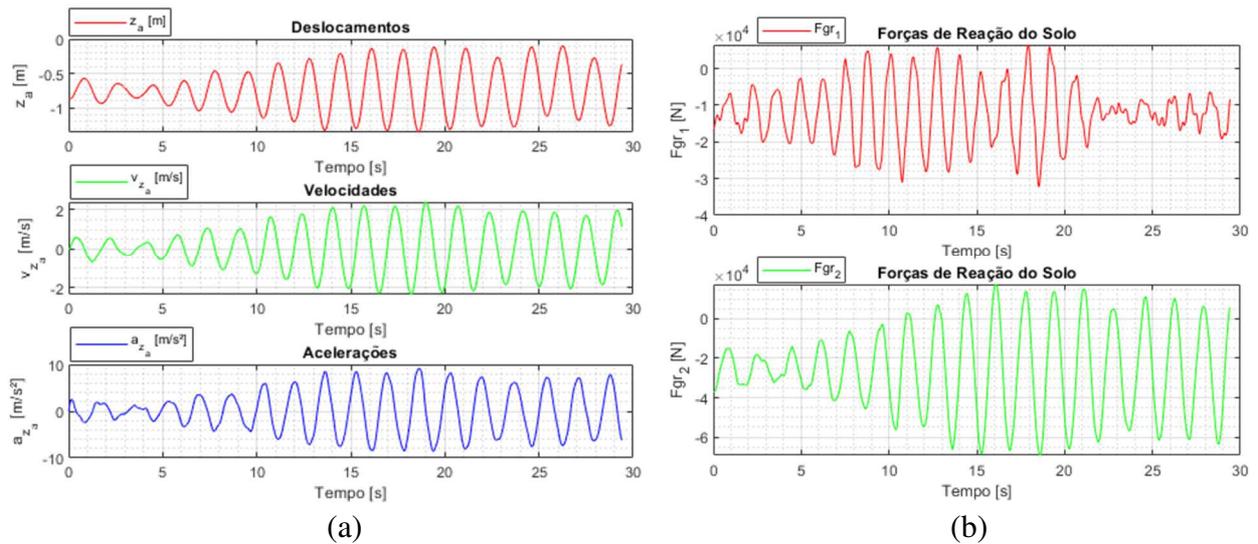


Figura B.1 – (a) Aceleração no assento do motorista na pista rugosa a 4 km/h. (b) Forças de reação do solo nos pneus na pista rugosa a 4 km/h.

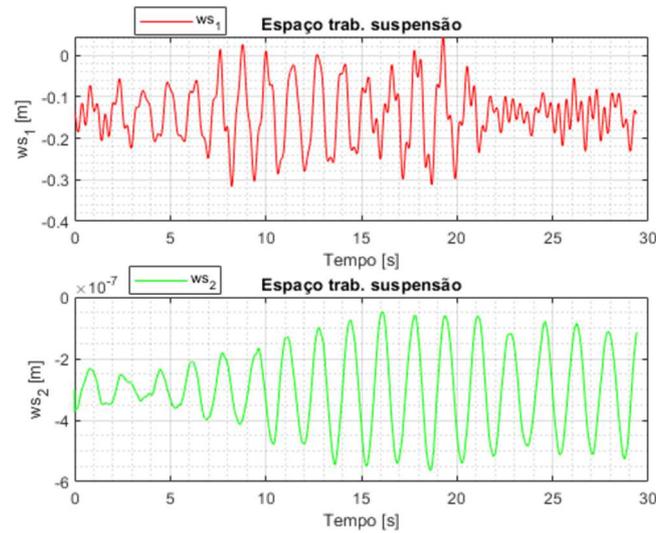
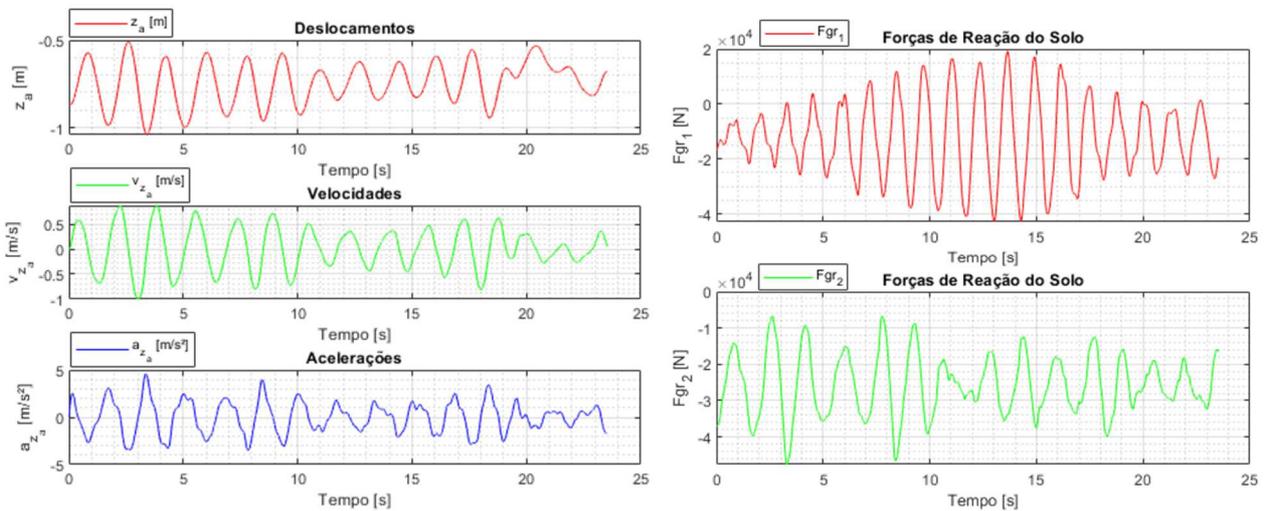


Figura B.2 - Espaço de deslocamentos da suspensão na pista rugosa a 4 km/h.



(a)

(b)

Figura C.1 – (a) Deslocamentos, velocidades e acelerações do assento do motorista na pista rugosa a 5 km/h. (b) Forças de reação do solo nos pneus na pista rugosa a 5 km/h.

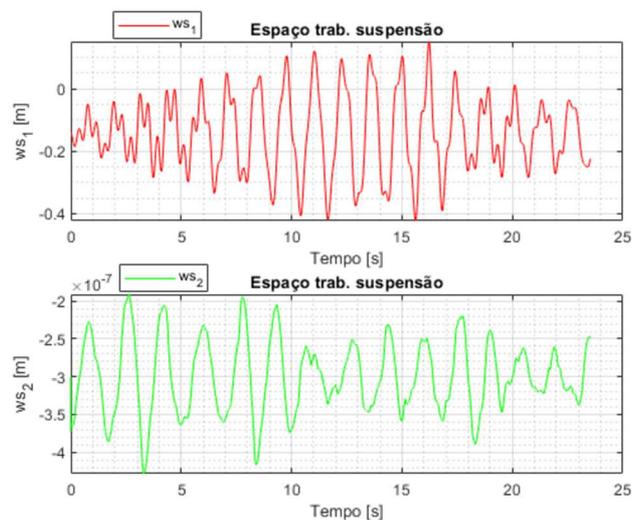


Figura C.2 – Espaço de deslocamentos da suspensão na pista rugosa a 5 km/h.

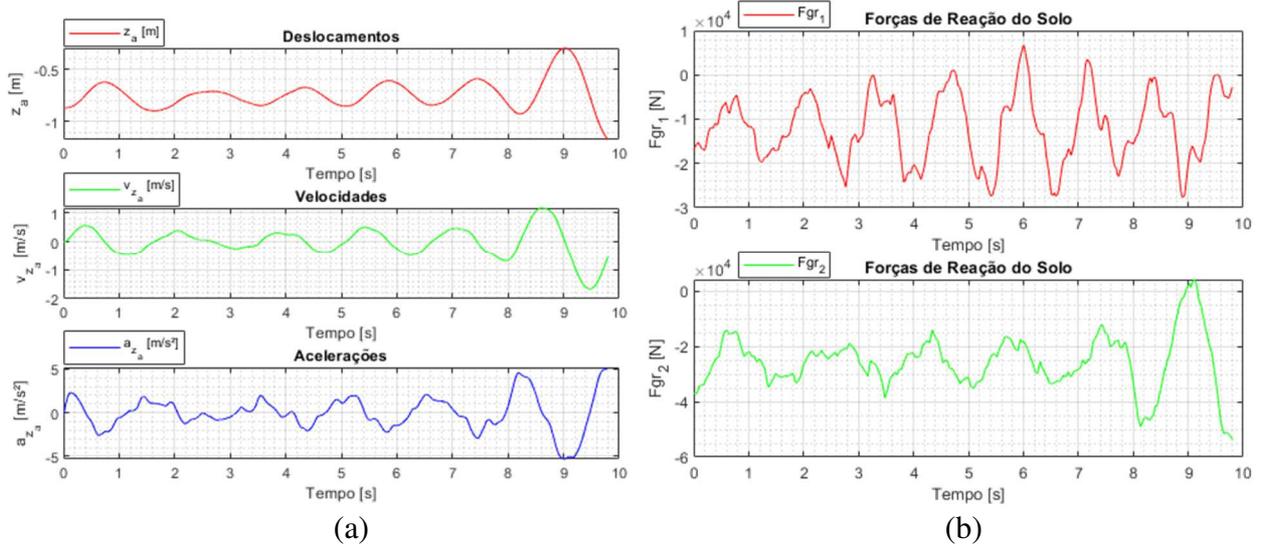


Figura D.1 – (a) Deslocamentos, velocidades e acelerações do assento do motorista na pista lisa a 12 km/h. (b) Forças de reação do solo nos pneus na pista lisa a 12 km/h.

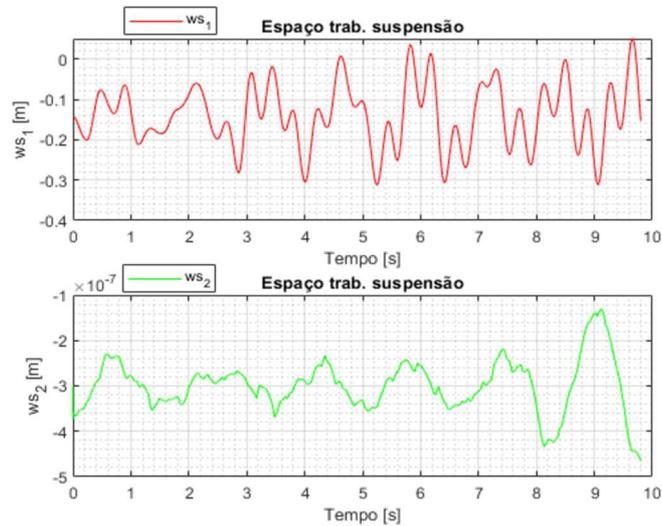


Figura D.2 – Espaço de deslocamentos da suspensão na pista lisa a 12 km/h.

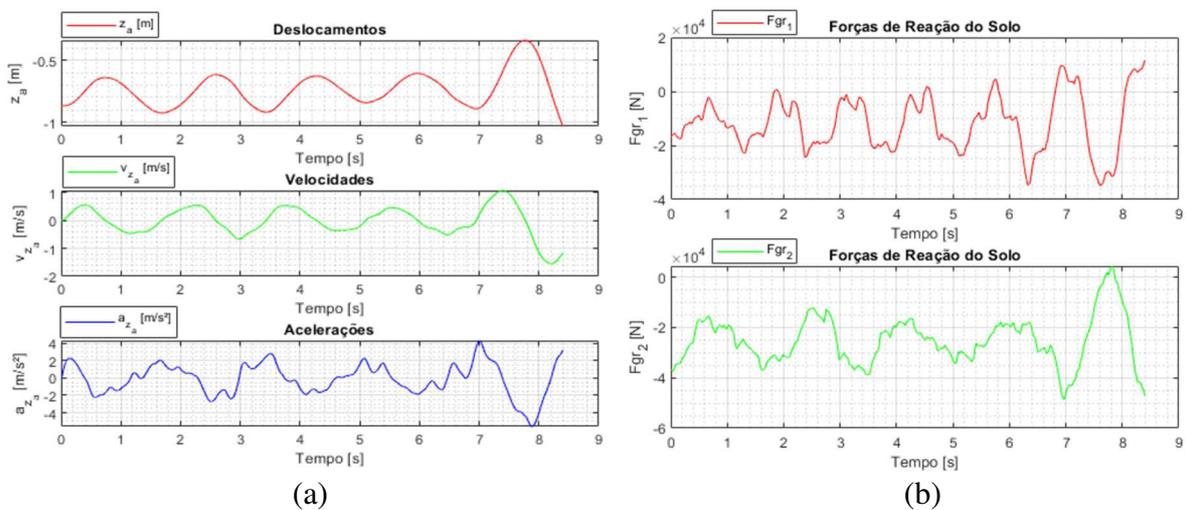


Figura E.1 – (a) Deslocamentos, velocidades e acelerações do assento do motorista na pista lisa a 14 km/h. (b) Forças de reação do solo nos pneus na pista lisa a 14 km/h.

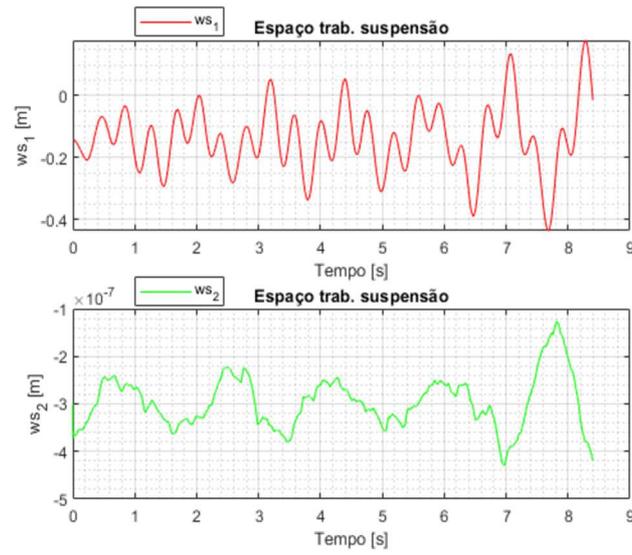


Figura E.2 – Espaço de deslocamentos da suspensão na pista lisa a 14 km/h.

## ANEXOS



Fonte: Sandi, Jefferson. 2018.

Figura F.1 – Pista lisa de concreto, normatizada pela NBR ISO 5008 (2002).