



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA

Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica

Alana Indah Boaventura

**AVALIAÇÃO DA VIBRAÇÃO E RUÍDO EM UM
MOTOCULTIVADOR COM DIFERENTES FERRAMENTAS
AGRÍCOLAS**

Bauru

2019

Alana Indah Boaventura

AVALIAÇÃO DA VIBRAÇÃO E RUÍDO EM UM
MOTOCULTIVADOR COM DIFERENTES FERRAMENTAS
AGRÍCOLAS

Dissertação de mestrado apresentada à Faculdade de Engenharia de Bauru, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica na Área de Projeto Mecânico, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. João Eduardo Guarnetti dos Santos

Bauru

2019

Boaventura, Alana Indah.

Avaliação da vibração e ruído em um motocultivador
com diferentes ferramentas agrícolas /

Alana Indah Boaventura, 2019

105 f. : il.

Orientador: João Eduardo Guarnetti dos Santos

Dissertação (Mestrado) - Universidade Estadual
Paulista. Faculdade de Engenharia, Bauru, 2019

1. Vibração. 2. Ergonomia.
3. Motocultivador. I. Universidade Estadual
Paulista. Faculdade de Engenharia. II.
Título.

ATA DA DEFESA PÚBLICA DA DISSERTAÇÃO DE MESTRADO DE ALANA INDAH BOAVENTURA, DISCENTE DO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA, DA FACULDADE DE ENGENHARIA - CÂMPUS DE BAURU.

Aos 03 dias do mês de maio do ano de 2019, às 14:00 horas, no(a) Anfiteatro da Seção Técnica de Pós-graduação da FEB, reuniu-se a Comissão Examinadora da Defesa Pública, composta pelos seguintes membros: Prof. Dr. JOAO EDUARDO GUARNETTI DOS SANTOS - Orientador(a) do(a) Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Bauru - UNESP, Prof. Dr. JOSÉ ANTONIO POLETTO FILHO do(a) Departamento de Engenharia / Faculdade de Tecnologia de Garça., Prof. Dr. EDUARDO CARLOS BIANCHI do(a) Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Bauru - UNESP, sob a presidência do primeiro, a fim de proceder a arguição pública da DISSERTAÇÃO DE MESTRADO de ALANA INDAH BOAVENTURA, intitulada **AVALIAÇÃO DA VIBRAÇÃO E RUÍDO EM UM MOTOCULTIVADOR COM DIFERENTES FERRAMENTAS AGRÍCOLAS**. Após a exposição, a discente foi arguida oralmente pelos membros da Comissão Examinadora, tendo recebido o conceito final: APROVADO. Nada mais havendo, foi lavrada a presente ata, que após lida e aprovada, foi assinada pelos membros da Comissão Examinadora.

Prof. Dr. JOAO EDUARDO GUARNETTI DOS SANTOS

Prof. Dr. JOSÉ ANTONIO POLETTO FILHO

Prof. Dr. EDUARDO CARLOS BIANCHI

Dedicatória...

*Aos meus pais que sempre me apoiaram e que me ensinaram sobre valores, por sempre
me incentivarem a persistência na busca do conhecimento.*

*A todos aqueles que de alguma forma estiveram e estão próximos de mim, contribuindo
para minha formação técnica, cidadã e humana.*

Agradecimentos

Agradeço, primeiramente, a Deus que me guiou em toda essa trajetória, não me abandonou em nenhum minuto da minha vida, se hoje estou conquistando mais esta etapa é graças a Ele, que me dá saúde, força e muita fé.

Agradeço aos meus pais, Antonio José Boaventura e Lucia Dias Saudino Boaventura, que sempre estiveram presentes em minha vida, que me incentivaram desde o início e me fizeram sempre acreditar que eu sou capaz. Aos meus irmãos, Ariane Dias Boaventura e Angelo José Boaventura, pelo apoio, conselhos e por estarem sempre presentes na minha vida.

Ao meu namorado, companheiro e grande amigo Rafael Brito Solane, agradeço por sempre estar presente em todos momentos, me apoiando, aconselhando e sendo paciente.

Ao meu orientador Professor Dr. João Eduardo Guarnetti dos Santos, pelo auxílio, dedicação, conselhos e oportunidade de desenvolver esse trabalho.

Aos meus amigos do Laboratório de Sistemas Mecânico e Controle e de outros laboratórios também: Amanda Hellen Gonçalves, Ana Carolina Cazani, Arthur Corazza, Matheus Mikael Quartaroli, Roger Oliva Felix e Victor Manieri Schutzer, pelas conversas, auxílios, companheirismo e por tornarem o dia a dia mais alegre e leve.

Aos professores e funcionários da Universidade Estadual Paulista (UNESP).

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Ensino Superior (CAPES), pelo auxílio financeiro concedido para o desenvolvimento da pesquisa.

Resumo

BOAVENTURA, A. I., AVALIAÇÃO DA VIBRAÇÃO E RUÍDO EM UM MOTOCULTIVADOR COM DIFERENTES FERRAMENTAS AGRÍCOLAS, Bauru: Faculdade de Engenharia, UNESP - Universidade Estadual Paulista, 2019, 103 p., Dissertação (Mestrado).

Com o crescimento da mecanização na agricultura, cresceu também o número de acidentes, e como consequência, tem-se o aumento da preocupação com a saúde dos operadores do setor agrícola. Alguns dos fenômenos inerentes do funcionamento das máquinas e ferramentas agrícolas é a vibração e o ruído, os quais podem causar problemas à saúde ocupacional dos operadores. A vibração que é emitida pelos motocultivadores e outros equipamentos mecânicos, se propaga nas mãos e braços, e por todo o corpo do operador, podendo provocar lesões passíveis de serem qualificadas como doenças profissionais. Assim como, o ruído gerado por essas máquinas afeta o bem-estar dos operadores. O presente trabalho teve como objetivo mensurar e analisar os níveis de vibração e o ruído que são transmitidos aos operadores de motocultivadores nas condições operacionais em campo. Para essa avaliação, variou-se a marcha, rotação e o tipo de ferramenta. Os dados experimentais foram analisados estatisticamente e tecnicamente, sendo utilizadas as normas vigentes ISO 5349 (2001) e NHO 10 (2013) para avaliação da vibração e NR 15 (2014) para avaliação do ruído. Baseado nos resultados constatou-se que os níveis de vibração foram preocupantes, para todas as condições, já que não permitem a exposição de 8 horas de trabalho, quanto à frequência, deve-se atentar às situações em baixa rotação, por apresentarem concentração de energia de vibração com frequências prejudiciais ao ser humano. Os resultados de ruído mostraram que para baixa rotação não há riscos à saúde ocupacional do operador, no entanto, para alta rotação deve-se atentar a tais níveis, pois os mesmos extrapolaram o limite para uma jornada de 8 horas de trabalho, preconizado pela norma vigente.

Palavras-chave: vibração. ergonomia. motocultivador.

Abstract

BOAVENTURA, A. I., EVALUATION OF VIBRATION AND NOISE IN A POWER TILLERS WITH DIFFERENT AGRICULTURAL TOOLS, Faculty of Engineering, UNESP - São Paulo State University, 2019, 103 p., Dissertation (Master degree).

With the increase of mechanization in agriculture, the number of accidents also increased, and as a consequence, there has been an increase in the concern with the health of agricultural operators. Some of the inherent phenomena of the operation of agricultural machines and tools is vibration and noise, which can cause occupational health problems for operators. The vibration that is emitted by the motorcultivadores and other mechanical equipment, spreads in the hands and arms, and by the whole body of the operator, being able to cause lesions that can qualify as occupational diseases. As well as, the noise generated by these machines affect the well-being of the operators. The aim of the present work was to measure and analyze the vibration and noise levels that are transmitted to the operators of motor cultivators under field operating conditions. For this evaluation, the gait, rotation and type of tool were varied. The experimental data were analyzed statistically and technically, with current regulation ISO 5349 (2001) and NHO 10 (2013) for vibration evaluation and NR 15 (2014) for noise assessment. Based on the results it was verified that the vibration levels were worrisome, for all the conditions, since they do not allow the exposure of 8 hours of work, as for the frequency, one must consider the situations in low rotation, because they present concentration of energy of vibration with frequencies detrimental to the human being. The noise results showed that for low rotation there are no risks to the occupational health of the operator, however, for high rotation it is necessary to pay attention to these levels, since they exceeded the limit for an 8-hour working day, as recommended by the standard in force.

Keywords: vibration. ergonomics. power tillers

LISTA DE SÍMBOLOS

are - Aceleração resultante da exposição

$aren$ - Aceleração normalizada

c - Coeficiente de amortecimento

D - Dose diária de ruído

e - Excentricidade

F_0 - Força de desbalanceamento

F_c - Força centrífuga

k - Constante de rigidez

L - Lagrangeano

M - Massa do sistema

m - massa desbalanceada

NE - Nível de exposição

NEN - Nível de exposição normalizado

$^{(n)}q$ - Coordenada generalizada

R - Energia dissipativa

T - Energia cinética

T - Tempo de duração da jornada de trabalho

T_E - Tempo de duração da jornada de trabalho

T_0 - Tempo correspondente à duração de 8 horas

V - Energia potencial

$u(t)$ - Variável de entrada

x - Variável de deslocamento

$\dot{x}$ - Variável de velocidade

y_n - Variável de estado

ω - Velocidade angular

ω_n - Frequência natural

ζ - Fator de amortecimento

λ_n - Raízes autovalores

LISTA DE FIGURAS

2.1	Motocultivador	7
2.2	Ferramentas agrícolas para motocultivador: Enxada Rotativa (a), Lâmina Frontal (b), Roçadeira Frontal (c), Sulcador (d)	8
2.3	Motor 4 Tempos: Admissão(a), Compressão (b), Combustão (c), Escape (d)	10
2.4	Categorização dos tipos de movimento oscilatório	15
2.5	Tipos de excitações: Senoidal (a), Multi-senoidal (b), Aleatória estacionária (c), Aleatória não estacionária (d), Transiente (e), Impacto (f)	16
2.6	Representação das principais frequências do corpo humano	18
2.7	Sistema Dinâmico	20
2.8	Sistema massa-mola-amortecedor	24
2.9	Comparação entre o comportamento de um sistema sob diferentes fatores de amortecimento	25
2.10	Limiar de audição	27
2.11	Curvas de compensação	30
2.12	Sistema de coordenadas para mãos	32
2.13	Curva de ponderação em frequência para vibração transmitida a mãos e braços	33
3.1	Representação gráfica do sistema modelado	37
3.2	Sistema pistão biela com massa desbalanceada	38
3.3	Sistema massa-mola-amortecedor com massa desbalanceada com 1 gdl . .	39

3.4	Sistema subamortecido: Resposta do deslocamento no tempo (a); Resposta da velocidade no tempo (b)	44
3.5	Retrato de Fase do sistema subamortecido	45
3.6	Sistema superamortecido: Resposta do deslocamento no tempo (a); Resposta da velocidade no tempo (b)	45
3.7	Retrato de fase do sistema superamortecido	46
3.8	Variações paramétricas e sua influência na amplitude: Variação da massa desbalanceada (a); Variação da excentricidade (b); Variação da constante de rigidez (c); Variação da frequência de excitação (d)	48
3.9	Sistema com equilíbrio dinâmico: Resposta do deslocamento no tempo (a); Resposta da velocidade no tempo (b)	51
3.10	Ampliação do regime transiente e permanente: Regime transiente do deslocamento no tempo (a); Regime permanente do deslocamento no tempo (b) Regime transiente da velocidade no tempo (c) Regime permanente da velocidade no tempo (d)	51
3.11	Plano de Fase para sistema com equilíbrio dinâmico no regime permanente	52
3.12	Variações Paramétricas: Variação da constante de rigidez(a) ; Variação da frequência de excitação (b); Variação da massa. (c)	53
4.1	Motocultivador: Vista lateral (a); Vista traseira/frontal (b)	56
4.2	Ferramentas agrícolas: Enxada rotativa (a); Sulcador (b)	56
4.3	Acelerômetro fixado no adaptador tipo Barra (a); Equipamento de aquisição de sinais HVM 100 (b)	57
4.4	Fixação do acelerômetro na empunhadura (a); Orientação dos eixos conforme ISO 5349 (2001) (b)	57
4.5	Equipamento de aquisição de sinais (a); Acelerômetro fixado no adaptador tipo Barra (b)	58
4.6	Local de realização dos ensaios	59
5.1	Análise de dispersão dos ensaios para o motocultivador sem o acoplamento de ferramenta agrícola	66

5.2	Comportamento instantâneo das condições ensaiadas no motocultivador sem acoplamento de ferramentas agrícolas	67
5.3	Motocultivador sem ferramenta agrícola: Aceleração média equivalente das condições ensaiadas (a), Tempo limite de exposição (b)	68
5.4	Intensidade média das acelerações por frequência: Teste TF_1 (a), Teste TF_2 (b), Teste TF_3 (c), Teste TF_4 (d), Teste TF_5 (e), Teste TF_6 (f) . . .	69
5.5	Análise de dispersão dos ensaios para o motocultivador com enxada rotativa	71
5.6	Comportamento instantâneo das condições ensaiadas com a ferramenta enxada rotativa	71
5.7	Motocultivador com ferramenta agrícola: Aceleração média equivalente das condições ensaiadas (a), Tempo limite de exposição (b)	72
5.8	Análise de dispersão dos ensaios para o motocultivador com sulcador . .	73
5.9	Comportamento instantâneo das condições ensaiadas com a ferramenta sulcador	74
5.10	Motocultivador com ferramenta agrícola sulcador: Aceleração média equivalente das condições ensaiadas (a), Tempo limite de exposição (b) . . .	75
5.11	Análise de dispersão dos ensaios realizados	76
5.12	Comportamento instantâneo de todas as condições ensaiadas	76
5.13	Aceleração ($aren$) média de todos os ensaios	77
5.14	Comportamento dos ensaios no tempo: Condições primeira marcha (a), condições segunda marcha (b)	78
5.15	Comportamento ensaio estático	78
5.16	Aceleração ($aren$) média para eixos x, y e z de todos os ensaios	79

LISTA DE TABELAS

2.1	ζ para diferentes tipos de amortecimento	24
2.2	Propriedades de Estabilidade de Sistemas Lineares	26
2.3	Critério de julgamento do nível de vibração e tomada de decisão	32
2.4	Limite de tolerância para ruído contínuo ou intermitente	35
3.1	Parâmetros iniciais do sistema	39
4.1	Parâmetros dosímetro	59
4.2	Condições estabelecidas para o experimento	60
4.3	Condições estabelecidas para o experimento	61
4.4	Critério de julgamento e tomada de decisão	62
4.5	Critério de julgamento e tomada de decisão	63
5.1	Velocidades mensuradas durante ensaios	65
5.2	Teor de Umidade do solo	65
5.3	Nível de exposição e dose de ruído para condições ensaiadas	80

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Introdução ao problema	1
1.2	Justificativa	2
1.3	Objetivos	3
1.4	Estrutura da dissertação	3
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	4
2.1	Mecanização agrícola	4
2.2	Motocultivador	5
2.3	Motores com ciclo termodinâmico 4 Tempos	8
2.4	Ergonomia	11
2.5	Vibração	14
2.6	Modelagem de Sistemas Mecânicos	19
2.7	Ruído	27
2.8	Normas e Legislação	30
3	MODELAGEM DE UM SISTEMA ROTATIVO DESBALANCEADO	36
3.1	Modelo utilizado	36
3.2	Sistema Amortecido com Desbalanceamento	37
3.3	Caso 1: Sistema com Equilíbrio Estático	40
3.4	Caso 2: Sistema com Equilíbrio Dinâmico	49
4	AValiação EXPERIMENTAL	55
4.1	Procedimento para ensaio experimental	55
4.2	Metodologia	61

5	RESULTADOS E DISCUSSÃO	64
5.1	Vibração	64
5.2	Ruído	80
6	CONCLUSÕES	82
6.1	SUGESTÃO DE TRABALHOS FUTUROS	83
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	84

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1 INTRODUÇÃO AO PROBLEMA

A mecanização agrícola vem sendo cada vez mais difundida, com o objetivo principal de redução dos custos de insumos e o aumento da produção agrícola. Visando a otimização e viabilidade na produtividade agropecuária, tem sido uma alternativa ao pequeno e médio produtor que passou a utilizar ferramentas agrícolas mecanizadas para realização de tarefas como preparação do solo, fertilização, plantio e colheita, as quais anteriormente eram realizadas manualmente ou com auxílio da tração animal. O homem do campo deixou de produzir somente para o seu sustento e passou a comercializar sua produção, fazendo com que a rudimentar indústria de equipamentos agrícolas se aperfeiçoasse, criando soluções para novas funções agrícolas, impulsionando o setor produtivo de máquinas.

Com o crescimento da mecanização na agricultura, aumenta-se o número de acidentes neste ramo, gerando uma preocupação com a saúde dos operadores que atuam neste setor, principalmente por estarem expostos às atividades de alto risco à saúde, devido a problemas ergonômicos encontrados em maquinários agrícolas, como a vibração.

Dentre os problemas ergonômicos, têm-se a vibração e o ruído. Quando a vibração é transmitida ao corpo humano, pode trazer doenças ocupacionais envolvendo o sistema vascular, neurológico e musculoesquelético. Assim como a vibração, o ruído excessivo pode causar diversos problemas para a saúde ocupacional dos operadores, como: trauma acústico, zumbido, prejuízo na comunicação e no desempenho, problemas cardiovascu-

lares, estresse e pressão sanguínea elevada.

Diante desse cenário e considerando a importância da saúde, segurança e conforto dos operadores de motocultivadores, este trabalho buscou avaliar a vibração que é transmitida para as mãos e o ruído próximo aos ouvidos dos operadores deste tipo de equipamento através de pesquisa realizada em campo. Realizaram-se testes com a utilização de um motocultivador e duas ferramentas agrícolas, operando em baixa e alta rotação, na primeira e segunda marcha. Comparou-se os resultados com os limites estabelecidos pela Diretiva Europeia 2002/44/EC e Norma Regulamentadora 15 para vibração e ruído, respectivamente.

1.2 JUSTIFICATIVA

O aumento no grau de mecanização agrícola no decorrer dos anos proporcionou vários benefícios para os diversos setores agropecuários, principalmente para a agricultura familiar, com um maior aproveitamento das áreas cultivadas, aumento da produtividade, diminuição dos custos com contratação de mão de obra e redução do esforço muscular na execução das atividades. Porém foram gerados problemas de saúde que até então não experimentados pelos agricultores, como os decorrentes de inadequações ergonômicas, como vibração e ruído, e o aumento dos acidentes de trabalho com máquinas motorizadas.

Os efeitos da vibração e do ruído no organismo são discutidos por diversos pesquisadores, como Hammond (1968), Kjellberg (1990), Matsumoto e Griffin (1998), Ximenes (2006), Thompson *et al.* (2011) e Gomes e Savionek (2014) por se tratar de variáveis que são extremamente prejudiciais à saúde. A vibração é responsável por diversos efeitos, entre eles a perda de equilíbrio, degeneração do tecido muscular e nervoso, perda da capacidade manipulativa, distúrbios de ordem vascular, neurológicas, musculoesqueléticas, entre outros. Já o ruído pode ser responsável por perdas auditivas temporárias ou permanentes, nervosismo, cansaço, baixo rendimento nas atividades exercidas, dentre outros efeitos catalogados.

Diante desse cenário, têm-se a justificativa e motivação para a realização deste trabalho, para que o mesmo possa contribuir no desenvolvimento de novos projetos, levando

em consideração as variáveis ergonômicas de vibração e ruído em projeto de máquinas, principalmente no setor agrícola.

1.3 OBJETIVOS

O objetivo do presente trabalho foi avaliar, analisar, comparar e interpretar os níveis de vibração e ruído gerados durante os testes em baixa e alta rotação, com duas velocidades de deslocamento, durante operações de preparação do solo e plantio utilizando um motocultivador e duas ferramentas agrícolas comumente empregadas nessas operações. Os níveis de vibração e ruído foram confrontados com as normas vigentes para verificar se os operadores estão sujeitos a altos índices de vibração e ruído. Além disso, foi feita a modelagem de um sistema que representa o motor do motocultivador, para identificar as variações paramétricas e características de uma das fontes de vibração do motocultivador. Juntamente foi realizada a avaliação experimental, a qual teve-se como objetivo, mapear a vibração e o ruído para diferentes ferramentas agrícolas, para identificar e avaliar as principais fontes de vibração.

1.4 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

Esta dissertação está estruturada em capítulos de modo que: o capítulo 2 apresenta a revisão bibliográfica de assuntos pertinentes ao trabalho como mecanização agrícola, motocultivadores, motores 4 tempos, ergonomia, vibração, modelagem de sistemas, ruído, normas e legislações. O capítulo 3 apresenta a modelagem de um sistema rotativo desbalanceado, com o objetivo de identificar as características desse tipo de sistema e analisar o comportamento do sistema a partir de variações paramétricas. O capítulo 4 apresenta a avaliação experimental, onde é detalhado o procedimento experimental para realização dos ensaios, bem como a metodologia de análise dos mesmos. No capítulo 5 é apresentado os resultados obtidos juntamente da discussão dos mesmos. E por fim, o capítulo 6 mostra as conclusões obtidas por meio deste trabalho e as sugestões de trabalhos futuros.

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 MECANIZAÇÃO AGRÍCOLA

A agricultura familiar apresenta um papel de grande importância para o desenvolvimento do Brasil. São aproximadamente 4,4 milhões de famílias agricultoras, o que representa 84% dos estabelecimentos rurais brasileiros. Além disso, 38% do valor bruto da produção agropecuária vem da agricultura familiar, e o setor responde por 7 a cada 10 postos de trabalho no campo, além de ser responsável pela produção de mais de 50% dos alimentos da cesta básica brasileira (SEAD, 2017).

Com o crescimento da agricultura familiar, cresce também a mecanização agrícola, a qual auxilia na utilização efetiva de insumos para aumentar a produtividade da terra e das etapas do cultivo e da colheita. O principal objetivo da mecanização agrícola é a redução dos custos de insumos, otimização dos processos de plantio, aumento da qualidade e viabilidade na produtividade agropecuária (MRINAL; ASHOK, 2015).

Silva (2014) cita que através da mecanização agrícola é possível incrementar a eficiência das operações agrícolas, possibilitando melhorias nas formas de plantio e nas atividades subsequentes, além da precisão dos processos, visando ao final de cada ciclo a redução de perdas inerentes.

No Brasil, a mecanização agrícola se iniciou após a Segunda Guerra Mundial, sendo que, inicialmente, eram utilizados equipamentos importados do mercado americano e europeu, os quais não tinham adaptações para as condições climáticas e de solo brasileiro. Com o passar dos anos, o Brasil deu início a suas próprias tecnologias, possibilitando a

produtividade agropecuária semelhante a dos norte-americanos e aos europeus (SILVA, 2014)

Segundo Takeshima, Nin—Pratt e Diao (2013), a mecanização agrícola é considerada um dos fatores essenciais para o crescimento da agricultura e para o desenvolvimento de pequenos produtores. Sendo que, em estágios iniciais, o uso dessas tecnologias tornaram o trabalho dos agricultores mais eficiente, como por exemplo a utilização de tratores e motocultivadores, fazendo com que o trabalho seja menos árduo e mais produtivo.

Na preparação de solo, o motocultivador é muito utilizado por pequenos agricultores e na agricultura familiar, pois além de ser uma máquina de pequeno porte e de baixo custo, comparada à tratores e outros implementos agrícolas de preparação de solo, podem ser utilizados em muitas outras operações como: intercultura, proteção de plantas, colheita, trilha, irrigação e transporte (SAM; KATHIRVEL, 2009).

2.2 MOTOCULTIVADOR

Os motocultivadores foram projetados visando atender, principalmente, as atividades de preparação do solo para plantio, operações de pulverização em colheitas de produtos alimentícios e hortícolas. Por tratar-se de um equipamento de pequeno porte, comparado ao trator, o motocultivador é empregado principalmente na agricultura familiar e em operações de pequeno e médio porte, não contemplando produtores de grande porte, que têm ainda como principal fornecedor de potência o trator agrícola (RASOOL; RAHEMAN, 2016).

Famosos pela sua versatilidade, os motocultivadores são comumente empregados devido suas características econômicas e sua capacidade de uso em diversas condições de trabalho, apresentando-se como uma excelente opção ao pequeno agricultor. Com isso, sua utilização em aplicações agrícolas está cada vez mais difundida (AHMADIAN; HASSAN-BEYGI; GHOBADIAN, 2014). Para trabalhos que requerem tração, possui algumas limitações, devido sua disponibilidade baixa de potência de tração e frenagem do motor, sendo assim projetado principalmente como fonte de energia na preparação de solos e sementes, e transporte (NARANG; VARSHNEY, 1995).

Aplicações de máquinas agrícolas, especialmente aquelas que são operadas inteira-

mente pelas mãos, como no caso do motocultivador, podem causar graves problemas na saúde ocupacional de seus operadores, isso se deve a grande exposição em altos níveis de ruídos e vibração (AHMADIAN; HASSAN-BEYGI; GHOBADIAN, 2014).

Salokhe, Majumder e Islam (1995) citam que, a alavanca do motocultivador atua como uma viga em balanço, de modo que uma extremidade é anexada ao chassi do motocultivador, e a outra extremidade transmite vibração livre de alta magnitude.

Em pesquisa realizada por Tiwari, Mehta e Varshney (2005), onde foi analisado aspectos ergonômicos em motocultivadores, evidenciou-se que durante as operações de trabalho, ocorrem diferenças nas frequências cardíacas e desconforto postural, desenvolvendo sintomas de fadiga fisiológica e psicológica. Desta forma, surge, cada vez mais, a preocupação com a saúde ocupacional dos trabalhadores rurais e, conseqüentemente, com os aspectos ergonômicos.

2.2.1 CARACTERÍSTICAS CONSTRUTIVAS

Segundo Poletto-Filho (2013) grande maioria das máquinas agrícolas utilizam motores de combustão interna, e mais precisamente os motocultivadores possuem ciclo termodinâmico de dois tempos.

Os motocultivadores comercializados no Brasil apresentam caixa de marchas de quatro velocidades à frente e uma à ré, com a opção de reduzida. Em sua maioria, utilizam motores monocilíndricos refrigerados a ar. Normalmente, são movidos à diesel, podendo também, ser à gasolina. Possuem ciclo termodinâmico de 4 tempos e potência entre 6 a 18 cv, com capacidade volumétrica que oscila entre 200 a 500 cm^3 e regime de funcionamento máximo entre 2000 e 3600 rpm. Possuem, na maioria dos casos partida manual por manivela (MÁRQUEZ, 2012; VEIGA *et al.*, 2016).

Essas máquinas são compostas por um eixo com duas rodas, se assemelhando com a tração animal, onde o operador caminha na parte posterior do implemento acoplado ao motocultivador, sendo que o mesmo é comandado através de prolongamentos, denominados rabiças, conforme é mostrado na Figura 2.1. Por possuírem apenas um eixo e duas rodas, não se classificam como tratores, tampouco como microtratores, como popularmente são chamados (MÁRQUEZ, 2012).

Figura 2.1: Motocultivador



Fonte: PALÁCIO DAS FERRAMENTAS (2018b)

2.2.2 APLICAÇÕES DO MOTOCULTIVADOR

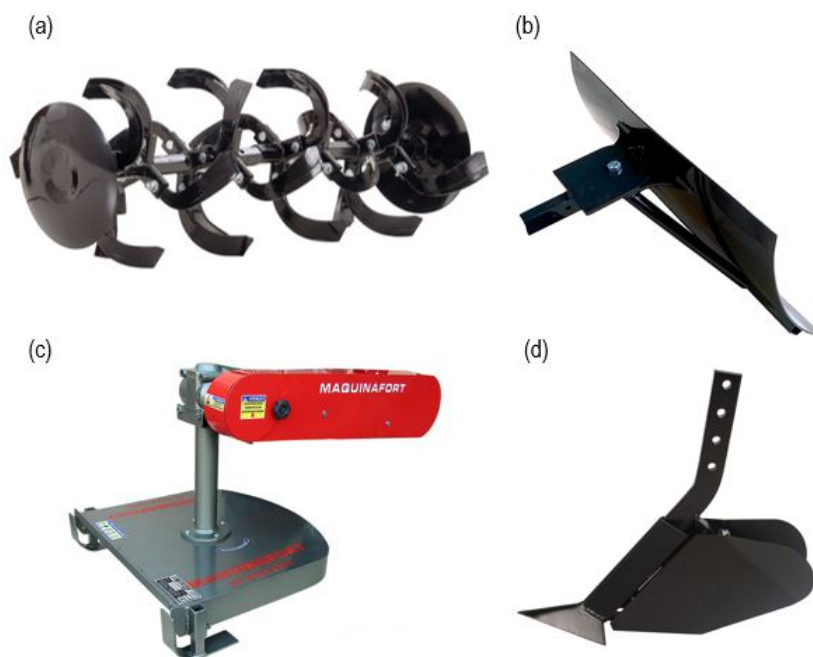
Segundo Veiga (2017), a concepção inicial do motocultivador, limitava-se à operações de capina mecânica, ou seja, para eliminação de ervas daninhas e revolvimento superficial do solo, preparando-o para posteriormente realizar a semeadura. Para isso, utiliza-se o implemento agrícola denominado enxada rotativa (Figura 2.2 (a)), que é acoplado à parte traseira do motocultivador, abaixo das rabiças e à frente do operador. Visando a melhoria do trabalho e preparação do solo para plantio, foi desenvolvido o implemento Lâmina Frontal, o qual pode ser observado na Figura 2.2 (b), o qual possui acoplamento direto no sistema de engate dianteiro do motocultivador, utilizado no preparo de terras e limpeza de galpões e aviários, com 5 ângulos de trabalho.

Na Figura 2.2 (c), é mostrada uma roçadeira frontal, equipamento este, utilizado para a limpeza e roçadas de capins e pastagens em terrenos irregulares. Este implemento agrícola possui sistema de corte por meio de duas facas rebatíveis, com vistas a evitar-se o travamento do rotor e quebra e/ou ruptura das lâminas (MAQUINAFORT, 2018).

Já o sulcador, mostrado na Figura 2.2 (d) é utilizado para abrir sulcos no solo para que, posteriormente, sejam distribuídas as sementes à serem plantadas. Foram projetados para otimizar custos do plantio, sucessores dos antigos arados de tração animal.

Atualmente outras configurações de trabalho, através de implementos e acessórios, garantem a aplicação do motocultivador em uma diversidade de operações agrícolas, principalmente no cenário agricultura familiar. Além das operações citadas anteriormente, outras operações que podem ser realizadas com a utilização do motocultivador e acessórios e/ou implementos agrícolas são: nivelção, pulverização, transporte, etc (VEIGA, 2017).

Figura 2.2: Ferramentas agrícolas para motocultivador: Enxada Rotativa (a), Lâmina Frontal (b), Roçadeira Frontal (c), Sulcador (d)



Fonte: PALÁCIO DAS FERRAMENTAS (2018a)

2.3 MOTORES COM CICLO TERMODINÂMICO 4 TEMPOS

As máquinas térmicas são dispositivos que permitem transformar calor em trabalho. O calor pode ser obtido de diversas maneiras, como: combustão, energia elétrica, energia atômica, etc. (SONNTAG; WYLEN; BORGNAKE, 2003).

Os motores de combustão interna têm como objetivo transformar a energia química do combustível em energia mecânica, através da queima da mistura do combustível com o ar. Existem diversas classificações de motores de combustão interna, uma delas, se refere ao número de tempos do ciclo de operação (HEYWOOD *et al.*, 1988).

O ciclo de operação, ou simplesmente ciclo, é a sequência de processos sofridos pelo

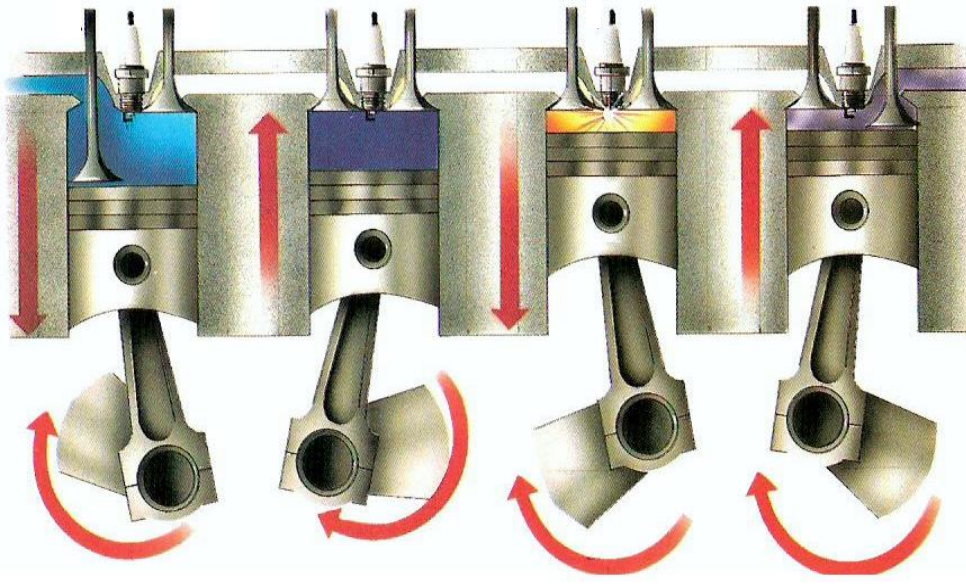
fluido ativo, processos estes que se repetem periodicamente para a obtenção de trabalho útil. É entendido por tempo, o curso do pistão o qual pode ser classificado como motores a quatro tempos e motores a dois tempos (BRUNETTI, 2012).

Os motores a quatro tempos ($4T$) o ciclo se completa com quatro cursos do pistão, correspondendo a duas voltas do eixo do motor. No primeiro tempo, ocorre o curso de admissão, ou seja, é quando o pistão dirige-se do Ponto Morto Superior (PMS) para o Ponto Morto Inferior (PMI). Neste instante, a válvula de admissão se abre, e a mistura de ar-combustível é vaporizada e aspirada para o interior do cilindro (Figura 2.3 (a)). Assim que toda a mistura de ar-combustível entra na câmara de combustão, a válvula de admissão se fecha e a fase de compressão se inicia à medida em que o pistão se desloca para o PMS, comprimindo a mistura de ar-combustível, conforme Figura 2.3 (b) (TILLMANN, 2013).

Com a câmara de combustão fechada e com os pistões nas proximidades do PMS, a fase de combustão se inicia (Figura 2.3 (c)). O sistema de ignição transmite corrente elétrica a vela, fazendo saltar uma centelha entre os eletrodos, provocando a inflamação da mistura que se encontra comprimida. Os gases em expansão, resultantes da combustão, forçam o pistão do PMS para o PMI. Após a queima da mistura e a expansão dos gases, é o momento em que a válvula de escape se abre. Os gases queimados são forçados para fora do cilindro, quando o pistão se movimenta do PMI para o PMS, conforme apresentado na Figura 2.3 (d). Ao final do ciclo do motor quatro tempos, a válvula de escape se fecha e os 720° de giro se completam. Imediatamente, o ciclo de admissão começa e as válvulas de admissão se abrem e tudo começa novamente (TILLMANN, 2013).

Durante o funcionamento do motor, entre a compressão e a expansão dos gases resultante da explosão, forças de excitação são exercidas sobre o pistão e na cabeça do cilindro. Essas forças geram vibração e ruído de combustão. Ocorre também, vibrações nas paredes do cilindro, resultantes das forças da batida do pistão (CORRÊA, 2003).

Figura 2.3: Motor 4 Tempos: Admissão(a), Compressão (b), Combustão (c), Escape (d)



Fonte: Adaptado de MULTIPETRO (2018)

2.3.1 VIBRAÇÃO EM MOTORES

As vibrações que surgem nos motores de combustão interna, deve-se a variações periódicas da pressão dos gases no cilindro e as forças de inércia associadas às partes móveis (RAO, 2009).

A vibração pode ocorrer por diferentes motivos, um deles é devido ao processo de combustão. Nesse caso, a vibração é gerada devido à reação de explosão da mistura ar combustível sob altas temperaturas e pressão no interior da câmara de combustão. O tipo de combustível que é utilizado, influencia diretamente na vibração, estabelecendo características particulares conforme o combustível utilizado. Normalmente, os motores a Diesel, por apresentarem alta taxa de compressão, as vibrações são mais intensas em relação aos motores do ciclo OTTO. A taxa de compressão dos motores do ciclo Diesel variam entre 17 : 1 a 23 : 1, enquanto que a taxa de compressão dos motores do ciclo OTTO variam entre 9 : 1 e 14 : 1 (HEYWOOD *et al.*, 1988).

Outro motivo pelo qual a vibração pode ocorrer é devido às forças mecânicas. Para esse tipo de vibração, que é considerado de menor influência em relação às vibrações geradas pela explosão dos gases, as contribuições mais importantes são dos pistões e válvulas do motor. Os impactos do pistão na parede do cilindro, devido ao seu movimento transversal, acarretam em vibrações no sistema (GERGES, 2005).

Na análise de vibração e ruído em estrutura de motores, percebe-se que as maiores fontes de vibrações e ruídos são produzidas pelas forças devido à combustão e as forças mecânicas. Essas forças ocorrem numa ampla faixa de frequência e são transmitidas para a superfície externa do motor através de diversos caminhos. Um deles, é através do mecanismo pistão-biela. Resultando em vibração de diversas amplitudes das superfícies externas do motor (GERGES, 2005).

2.3.2 RUÍDO EM MOTORES

Beranek (1988) afirma que, as máquinas que utilizam motores de combustão interna, principalmente a diesel, geralmente, é o motor a fonte dominante de ruído do sistema como um todo.

Segundo Bistafa (2006), as três principais fontes de irradiação de ruído em motores a combustão interna são: exaustão dos gases de combustão e admissão do ar e o bloco do motor.

As variações cíclicas ocasionadas durante o funcionamento do motor, geram vibrações decorrentes das forças de impacto, produzindo ruído que, por sua vez, se propaga por alguns componentes do motor, como a tampa de válvulas, reservatório de óleo e outros. Além disso, as vibrações nas paredes do cilindro e dos dutos d'água resultantes das forças da batida do pistão. Outras forças de impactos têm suas origens no movimento entre o virabrequim e os mancais devido às folgas ali existentes. Essas vibrações, são transmitidas para a estrutura e para as superfícies externas do motor, irradiando o ruído no sistema (CORRÊA, 2003).

Os equipamentos utilizados no setor agrícola, como tratores e carregadeiras, geralmente produzem níveis de ruído entre 95-105 *dB*, sendo que existem métodos de adaptação do sistema de transmissão, de maneira que esses valores sejam reduzidos consideravelmente (BERANEK, 1988).

2.4 ERGONOMIA

Na época da Revolução Industrial, os trabalhadores eram submetidos à ambientes de trabalho desfavoráveis fisicamente e psicologicamente, onde a forma de produção

atentava-se apenas na maior lucratividade da indústria, ignorando para isto, as condições impostas aos seus trabalhadores. Para propor melhorias no âmbito de trabalho, surge, após a Segunda Guerra Mundial, na Inglaterra, o *Ergonomics Research Society*, uma sociedade de pesquisadores preocupados em estudar o ambiente de trabalho, contribuindo para a difusão da ergonomia em nível mundial (IDA; BUARQUE, 2016).

A palavra ergonomia deriva, segundo a Associação Brasileira de Ergonomia, do grego *ergon*, para trabalho e *nomos* para doutrina ou norma. Diante dessa visão, a ergonomia é a doutrina de trabalho, cujo objetivo é proporcionar um arranjo, tanto no trabalho, como no local onde é realizado, de maneira à propiciar um ambiente apropriado para a natureza dos trabalhadores (ABERGO, 2018).

Para Rossi, Santos e Silva (2011), a ergonomia é o estudo da adaptação do trabalho ao homem, objetivando a modificação dos sistemas de trabalho para adequar a atividade nele existente, harmonizando a relação homem e máquina, às características, habilidades e limitações das pessoas, com vistas ao seu desempenho eficiente, confortável e seguro.

A *International Ergonomics Association* (IEA) define Ergonomia como uma disciplina científica, a qual está relacionada ao entendimento das interações entre o ser humano e outros elementos ou sistemas. É a aplicação de teorias, princípios, dados e métodos em projetos, tendo como finalidade a otimização do bem estar humano associado ao desempenho global do sistema, onde os ergonomistas contribuem para o planejamento, projeto e a avaliação das tarefas, postos de trabalho, produtos, ambientes e sistemas, de maneira a torna-los compatíveis com as necessidades e limitações das pessoas (IEA, 2018).

No Brasil, em 1978 foi publicado a Norma Regulamentadora 17, NR -17(2007), a qual visa a regulamentação da ergonomia no ambiente de trabalho. Seu principal objetivo é estabelecer critérios que possam proporcionar maior qualidade de trabalho, ou seja, conforto, segurança e desempenho, através da adaptação das condições de trabalho às características físicas e psicológicas dos trabalhadores (NR 17, 2007).

Segundo Naeini *et al.* (2014), alguns ramos da ergonomia são definidos como: micro-ergonomia, macro-ergonomia, ergonomia cognitiva e ergonomia ambiental. Entretanto, a micro-ergonomia é reconhecida como o principal problema entre os agricultores, onde os riscos prevalentes são devido a distúrbios músculo-esqueléticos e posturas indesejadas

e dores lombares.

Nath, Akhavian e Behzadan (2017) ao realizarem uma pesquisa com trabalhadores de indústria, onde o principal foco foi analisar os riscos ergonômicos na execução de tarefas de construção, soldagem, entre outras realizadas no setor industrial, afirmam que durante longos períodos de tempo, o trabalho físico sustentado causa lesões corporais aos trabalhadores, o que por sua vez, também acarretam na queda de produtividade, uma vez que o trabalhador é forçado a realizar atividades de forma não ergonômica, fazendo violência corporal contra a biomecânica do corpo humano.

Para Andersson *et al.* (2015) um dos fatores de grande importância para seleção de tratores e maquinário agrícola, é o critério ergonômico, pois, longas horas de trabalho com movimentos repetitivos e posicionamento impróprio dos operadores em máquinas, aumentam o risco de fadiga e o desconforto físico, afetando consequentemente sua saúde.

Segundo empresa Openshaw e Taylor (2006) a ergonomia aplica-se ao projeto de máquinas, equipamentos, sistemas e tarefas, onde o objetivo é melhorar a segurança, saúde, conforto e eficiência no trabalho. Dentre as diversas variáveis ergonômicas, a operação de motocultivadores é uma atividade que engloba basicamente dois fatores: o homem como o operador e a máquina, no caso, o motocultivador. Esses dois fatores interagem entre si, formando o sistema homem-máquina (GRANDJEAN, 1998). A eficiência com que este sistema (homem-máquina) executa suas funções depende de diversos fatores, podendo ser estes fatores físicos, como ruídos e vibrações, ou psicológicos.

Ida e Buarque (2016) citam que uma grande fonte de tensão no trabalho são as condições ambientais desfavoráveis, como excesso de calor, ruídos, vibrações e gases nocivos. Esses fatores, quando em excesso, causam desconforto, aumentam o risco de acidentes e podem provocar danos consideráveis à saúde do trabalhador.

Para cada uma das variáveis ergonômicas há certas características que são mais prejudiciais ao trabalho. Competindo ao projetista reconhecer essas condições e, na medida do possível, tomar providências necessárias para manter os trabalhadores fora das faixas de risco. Quando isso não for possível, deve-se avaliar os possíveis danos à saúde dos trabalhadores, adotando alternativas que sejam menos prejudiciais, tomando-se todas as medidas preventivas cabíveis em cada caso (IDA; BUARQUE, 2016).

2.4.1 ERGONOMIA APLICADA NO SETOR AGRÍCOLA

Segundo Faria (2005), alguns estudos epidemiológicos têm documentado que a atividade agrícola está associada a grande quantidade de riscos ocupacionais, sendo considerada uma das profissões mais perigosas. Os riscos à saúde dos trabalhadores deste ramo, ocorrem a partir de diversas exposições, como poeiras orgânicas e inorgânicas, microrganismos e suas toxinas, riscos físicos, como vibração, ruído, radiação solar. riscos mecânicos e fatores comportamentais. Acidentes incapacitantes com sequelas, e até mesmo fatais, se apresentam como a face mais visível e contundente dos riscos relacionados ao trabalho agrícola.

O trabalhador rural, muitas vezes proprietário e operador de máquinas agrícolas, tem uma jornada de trabalho muito acima do recomendado. O trabalho é árduo e as preocupações inerentes a produtividade são fatores estressantes. Desta forma, o seu relacionamento com o maquinário, o qual nem sempre é ideal, oferece perigos a saúde ocupacional, colocando-o frente a ameaça de acidentes e incidentes devido a falta de adequação do trabalho (VILAGRA, 2009).

Smith (1996) cita que, movimentos repetitivos podem causar esgotamento e desgaste nas articulações, atrito e desgaste nos tendões e ligamentos e aumento da fadiga muscular acarretando em riscos à saúde ocupacional dos trabalhadores. Além disso, quanto mais o trabalhador é exposto a esforço físico, longos períodos de repetição de trabalho contínuo e diário, sem pausas, ao longo da jornada de trabalho, podem causar acúmulo de distúrbios físicos e psicológicos.

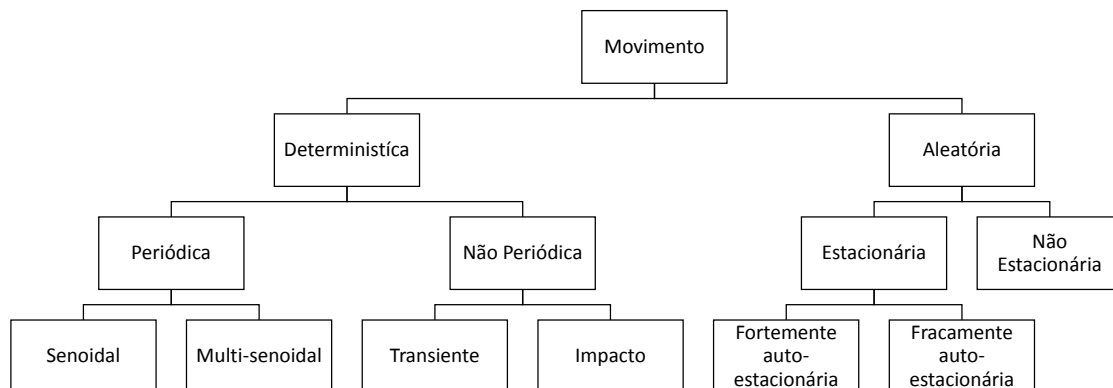
2.5 VIBRAÇÃO

Segundo Rao (2009), qualquer movimento que se repita após um intervalo de tempo é denominado vibração ou oscilação. O balançar de um pêndulo e o movimento de uma corda dedilhada são exemplos típicos de vibração. Desta forma, teoria de vibração, trata-se do estudo de movimentos oscilatórios de corpos e forças associadas a eles.

Griffin (1990) cita que, a partir da extensão da oscilação, é possível determinar a magnitude da vibração e, através da taxa de repetição do ciclo de oscilação, pode-se determinar a frequência da vibração. Logo, a natureza de uma vibração pode ser

prevista utilizando os conhecimentos de vibrações anteriores, ou ainda, caracterizada utilizando propriedades estatísticas. Na Figura 2.4 é mostrado um diagrama com as subdivisões dos tipos de vibração.

Figura 2.4: Categorização dos tipos de movimento oscilatório



Fonte: Adaptado de Griffin (1990)

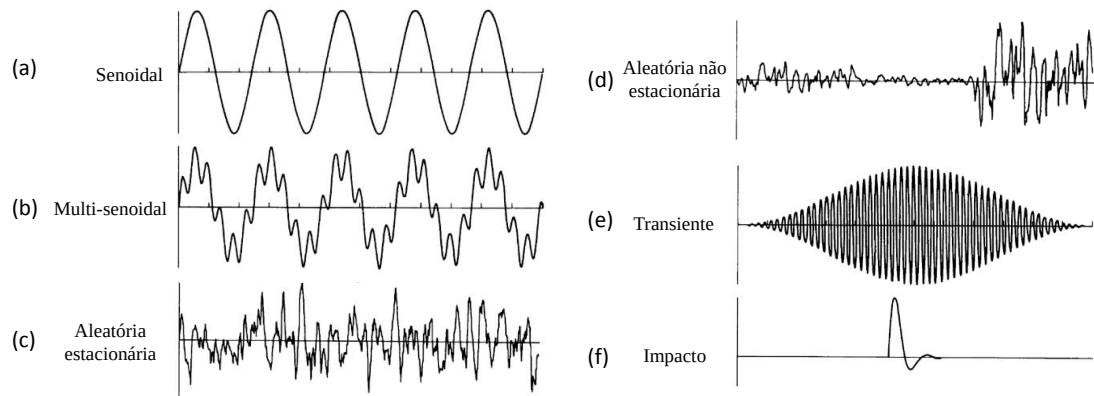
Se o valor ou magnitude de excitação (força ou movimento) que está agindo sobre um sistema vibratório for conhecido a qualquer dado instante, a excitação é denominada determinística, desta forma, a vibração resultante é conhecida como vibração determinística. Em alguns casos, a excitação é aleatória, ou seja, o valor da excitação em um dado instante, não pode ser previsto. Nesses casos, um grande número de registros da excitação pode exibir alguma regularidade estatística (GRIFFIN, 1990; RAO, 2009).

A Figura 2.5 mostra os exemplos de excitações determinísticas e aleatórias para cada caracterização mostrada na Figura 2.4.

A vibração pode ser caracterizada como vibração livre ou forçada, sendo que a vibração livre ocorre quando um sistema oscila somente sob uma perturbação inicial, sem ação de nenhuma força após essa perturbação inicial. Já a vibração forçada, é quando ocorre o fornecimento de energia externa ao sistema durante a vibração (RAO, 2009).

Baad, Patil e Qaimi (2017), afirmam que a vibração é, também, um distúrbio físico que ocorre em máquinas, sua natureza depende de características dinâmicas do sistema e dos componentes que compõe a máquina. Seu efeito sobre o corpo humano depende, principalmente, da frequência, magnitude, direção, área de contato e duração da exposição.

Figura 2.5: Tipos de excitações: Senoidal (a), Multi-senoidal (b), Aleatória estacionária (c), Aleatória não estacionária (d), Transiente (e), Impacto (f)



Fonte: Adaptado de Griffin (1990)

2.5.1 PROCEDIMENTO DE ANÁLISE DE VIBRAÇÕES

Um sistema vibratório é um sistema dinâmico para o qual as variáveis como as excitações (entradas) e respostas (saídas) são dependentes do tempo. Normalmente, um sistema vibratório possui sua resposta dependente das condições iniciais, bem como das excitações externas. Devido a grande complexibilidade da maioria dos sistemas vibratórios práticos, é considerado somente as características mais importantes na análise para prever o comportamento do sistema sob condições de entradas específicas (RAO, 2009). Rao (2009) ainda cita que, muitas vezes, o comportamento global do sistema pode ser determinado considerando até mesmo um modelo simples do sistema físico complexo. Desta forma, a análise de um sistema vibratório normalmente envolve modelagem matemática, obtenção de equações governantes, solução das equações e interpretação dos resultados.

2.5.2 EFEITOS DA VIBRAÇÃO NO CORPO HUMANO

Para Hammond (1968) os fenômenos físicos em sistemas de vibração podem ser estudados nos domínios do tempo ou da frequência, envolvendo diferentes descrições matemáticas.

A vibração ocupacional quando transmitida em mãos e braços pode trazer doenças ocupacionais envolvendo o sistema vascular, neurológico e musculoesqueléticos. O risco

de desenvolver a doença, depende da magnitude da vibração, da frequência e da duração da exposição (THOMPSON *et al.*, 2011). Segundo uma pesquisa realizada por Vihlborg *et al.* (2017), cerca de 21% dos funcionários que trabalham com ferramentas vibratórias em indústrias, foram diagnosticados com problemas relacionados com vibração, mesmo com exposição relativamente baixa.

O corpo humano possui sua frequência natural para cada órgão, e quando excitado a uma frequência, a qual seja sua frequência natural, diz-se então que este está em ressonância. A ressonância no meio mecânico leva qualquer estrutura de sua magnitude de excitação, ao colapso (MATSUMOTO; GRIFFIN, 1998).

Kjellberg (1990) afirma que, quanto maior a frequência de vibração, mais rápida a vibração é atenuada durante a sua propagação através do corpo, ou seja, se uma pessoa estiver em uma plataforma que vibre com alta frequência, uma parte muito pequena da vibração será transportada para as pernas do operador, enquanto a vibração de baixa frequência, poderá ter alcance até a cabeça.

Rao (2009) cita que, nos Estados Unidos, estima-se que 8 milhões de trabalhadores são expostos a vibração no corpo inteiro ou vibração segmentada em partes específicas do corpo.

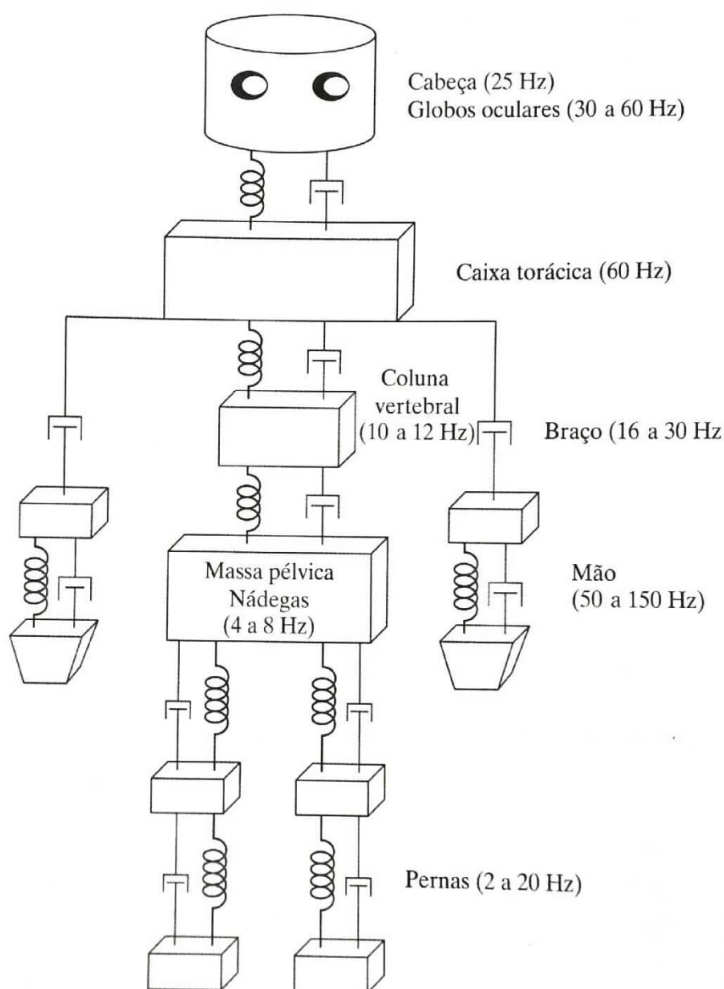
A transmissão da vibração no corpo humano é considerada complicada, devido ao fato do corpo humano possuir diferentes frequências em cada parte do corpo, podendo variar conforme diferentes órgãos (KJELLBERG, 1990). Segundo Rao (2009) o patamar da percepção humana da vibração é na faixa de frequência de 1 a $8H_z$

Matsumoto e Griffin (1998) ao estudar e realizar testes das principais frequências naturais para as principais parte do corpo humano, obtendo uma representação do corpo humano como um sistema mecânico, o qual foi estudado posteriormente por outros autores. Sabe-se que, quando a frequência de excitação externa coincide com a frequência natural de um dado sistema, ocorre o efeito de ressonância, ocasionando a amplificação do movimento. Desta forma, a energia vibratória é absorvida pelo corpo e a atenuação é promovida pelos tecidos e órgãos. Na Figura 2.6 é mostrado o corpo humano com suas frequências naturais.

Muitos fatores podem influenciar os efeitos na saúde causados pela exposição humana à vibração, como o espectro de frequência e a amplitude da vibração, a duração da

exposição diária, entre outros. Quando chega-se a frequências próximas da frequência natural das partes do corpo humano, pode-se trazer efeitos sobre a saúde do operador na forma de tontura, diminuição de acuidade visual, náuseas e distúrbios do labirinto, que são ocasionados por vibrações na faixa de frequência de $0,1$ a $0,7H_z$, ou efeitos como aumento de batimento cardíaco, devido à vibrações em frequência inferiores a $20H_z$ (GOMES; SAVIONEK, 2014).

Figura 2.6: Representação das principais frequências do corpo humano



Fonte: Rao (2009)

No sistema mão e braço as consequências das vibrações são ainda mais severas. Nas ferramentas motorizadas atingem-se altas acelerações oscilatórias nas mãos e articulações dos pulsos. A utilização destas ferramentas submete o trabalhador a vibrações localizadas que podem acarretar diversas patologias nas mãos e braços. A exposição a vibrações excessivas pode originar danos físicos permanentes denominados “Síndrome dos dedos brancos”, uma degeneração gradativa do tecido muscular e nervoso. Com

isto, alguns dedos - normalmente o dedo médio - ficam brancos, até azulados, frios e "sem sentidos". Após algum tempo, os dedos voltam a ficar vermelhos e doloridos. É caracterizada por uma contração espasmódica dos vasos sanguíneos, e conhecida também como doença de Reynaud. Pode surgir no máximo após seis meses de trabalho com uma ferramenta vibratória (XIMENES, 2006) .

2.6 MODELAGEM DE SISTEMAS MECÂNICOS

No estudo de um sistema mecânico, é importante determinar a existência da posição de equilíbrio, e a partir deste ponto de equilíbrio, analisar seu comportamento, entender o que acontece na sua vizinhança e encontrar as características de estabilidade do sistema.

De modo geral, quando um sistema é dito estático, o mesmo não possui força externa atuante, ou então sua força é constante. Para estes casos, o procedimento de análise baseia-se em deduzir a equação característica, conhecida como equação de movimento do sistema, posteriormente, definir as variáveis de estado e encontrar as equações de espaço de estado. A partir deste momento, é encontrado os pontos de equilíbrio do sistema, e então os mesmos são analisados de maneira a caracteriza-lo como estável ou instável e ainda, definir o tipo de estabilidade (centro espiral, nó, sela, etc.).

Quando o sistema é dito dinâmico, o procedimento inicial também consiste em encontrar a equação de movimento, posteriormente define-se as variáveis de estado e encontra as equações em espaço e estado. Porém, os pontos de equilíbrio não são encontrados analiticamente, por tratar-se de sistemas com infinitos pontos de equilíbrio. Portanto, em sistemas com equilíbrio dinâmicos, a análise é feita graficamente, e através do plano de fase obtém-se o ciclo limite do sistema. A característica deste ciclo limite é quem dirá se o sistema é estável ou instável. Faz-se ainda, o mapa de *Poincaré*, no plano de fase, o qual consiste em apresentar a periodicidade do sistema, e analisar o comportamento do mesmo.

2.6.1 SISTEMAS DINÂMICOS

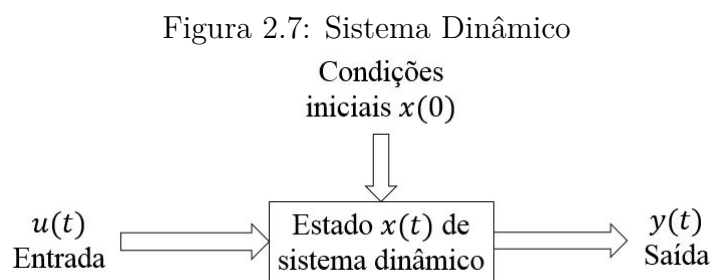
Segundo Kuznetsov (1998) um sistema pode ser definido como um conjunto de objetos agrupados por alguma interação ou interdependência, de modo que existam relações

de causa e efeito nos fenômenos que ocorrem com os elementos desse conjunto. Um sistema dinâmico é a formalização matemática do conceito científico geral de um processo determinístico. Os estados futuros e passados de muitos sistemas físicos, químicos, biológicos, ecológicos, econômicos e até mesmo sociais, podem ser previstos até certo ponto pelo conhecimento de seu estado atual e das leis que governam sua evolução. Desde que essas leis não mudem com o tempo, o comportamento de tal sistema pode ser considerado completamente definido por seu estado inicial. Assim, a noção de um sistema dinâmico inclui um conjunto de seus possíveis estados (espaço de estado) e uma evolução do estado no tempo.

2.6.2 MODELAGEM NO ESPAÇO DE ESTADOS

A análise no espaço de estados envolve três tipos de variáveis que estão presentes na modelagem de sistemas dinâmicos: variáveis de entrada, variáveis de saída e variáveis de estado. A representação de um dado sistema no espaço de estado não é única, mas o número de variáveis de estado é o mesmo para qualquer uma das diferentes representações do mesmo sistema, no espaço de estados (OGATA, 2003).

As variáveis de estado descrevem a resposta futura de um sistema, dado o estado presente, as excitações de entrada e as equações que descrevem a dinâmica (DORF; BISHOP, 2001). A forma geral de um sistema dinâmico é mostrada na Figura 2.7.



Fonte: Dorf e Bishop (2001)

Um sistema dinâmico que consiste em um número finito de elementos concentrados pode ser descrito por equações diferenciais ordinárias, nas quais o tempo é a variável independente. Utilizando-se a notação vetorial-matricial, uma equação diferencial de ordem n pode ser representada por uma equação diferencial vetorial-matricial de primeira ordem. Se n elementos do vetor formam um conjunto de variáveis de estado, então a

equação diferencial vetorial-matricial é uma equação de estado (NISE, 2010; OGATA, 2003).

Logo, considerando um sistema de ordem n :

$$\overset{(n)}{x} + a_1 \overset{(n-1)}{x} + \dots a_{n-1} \dot{x} + a_n x = u \quad (2.1)$$

Sendo: x a variável de deslocamento, $\dot{x}$ a variável de velocidade e u a força de entrada e a_n as constantes.

Sabendo-se os valores de $x(0)$, $\dot{x}(0)$, ..., $\overset{(n-1)}{x}(0)$ junto com a entrada $u(t)$ para $t \geq 0$, determina completamente o comportamento futuro do sistema, pode-se considerar $x(t)$, $\dot{x}(t)$, ..., $\overset{(n-1)}{x}(t)$ como um conjunto de n variáveis de estado (OGATA, 2003).

Definindo as equações no espaço de estados, têm-se:

$$\begin{aligned} y_1 &= x \\ y_2 &= \dot{x} \\ y_n &= \overset{(n-1)}{x} \end{aligned} \quad (2.2)$$

a Equação 2.1 pode ser escrita da seguinte maneira:

$$\begin{aligned} \dot{y}_1 &= y_2 \\ \dot{y}_2 &= y_3 \\ \dot{y}_{n-1} &= y_n \end{aligned} \quad (2.3)$$

$$\dot{y}_n = a_n y_1 - \dots - a_1 y_n + u \quad (2.4)$$

ou ainda,

$$\dot{y} = Ay + Bu \quad (2.5)$$

na qual,

$$y = \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ y_n \end{bmatrix}, \quad A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & 1 & \dots & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & & \cdot \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 1 \\ -a_n & -a_{n-1} & -a_{n-2} & \dots & -a_1 \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}$$

A saída pode ser dada por:

$$x = \begin{bmatrix} 1 & 0 & \dots & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ y_n \end{bmatrix}$$

ou

$$x = Cy \tag{2.6}$$

na qual,

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & \dots & 0 \end{bmatrix}$$

A equação diferencial de primeira ordem, Equação 2.5, é a equação de estado e a equação algébrica, Equação 2.6, é a equação de saída (OGATA, 2003).

2.6.3 SISTEMAS MECÂNICOS

A obtenção da equação de movimento de um sistema mecânico, é possível através da formulação newtoniana e lagrangeana. A formulação newtoniana, o princípio fundamental é o da segunda lei de Newton, que afirma, no caso de massa constante, que a

força é igual a massa multiplicada a aceleração. Assim, busca-se analisar todas as forças que agem em cada partícula e igualar a resultante F_i ao produto da massa m_i com a aceleração $\ddot{x}$ (MEIROVITCH, 1970; OGATA, 2003; RAO, 2009).

A formulação lagrangeana, consiste em analisar as energias do sistema, e através de uma função denominada lagrangeano e as derivadas das energias, encontrar a equação de movimento do sistema (MEIROVITCH, 1970). Para um sistema com n graus de liberdade, a equação de Lagrange pode ser expressa como:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} + \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_i} = Q_i \quad (2.7)$$

no qual, L é o Lagrangeano, dado pela Equação 2.8, R é a energia potencial dissipativa, q_i são as coordenadas generalizadas do sistema e Q_i é a força generalizada.

$$L = T - V \quad (2.8)$$

Da Equação (2.8), têm-se que T é a energia cinética e V é a energia potencial do sistema.

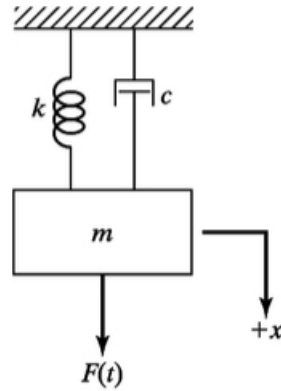
2.6.4 SISTEMA MASSA-MOLA AMORTECIDO

Considerando um sistema massa-mola com amortecimento viscoso, conforme é mostrado na Figura 2.8, quando uma força $F(t)$ age sobre o sistema, a equação de movimento é dada pela Equação 2.9 (RAO, 2009).

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \quad (2.9)$$

Sendo: m a massa do sistema, c a constante de amortecimento, k a constante de rigidez.

Figura 2.8: Sistema massa-mola-amortecedor



Fonte: Adaptado de Rao (2009)

A frequência natural do sistema é definida como ω_n e é dada em rad/s pela Equação (2.10).

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.10)$$

Através da frequência natural do sistema, é possível encontrar o fator de amortecimento adimensional (ζ), dado pela Equação 2.11.

$$\zeta = \frac{c}{2m\omega_n} \quad (2.11)$$

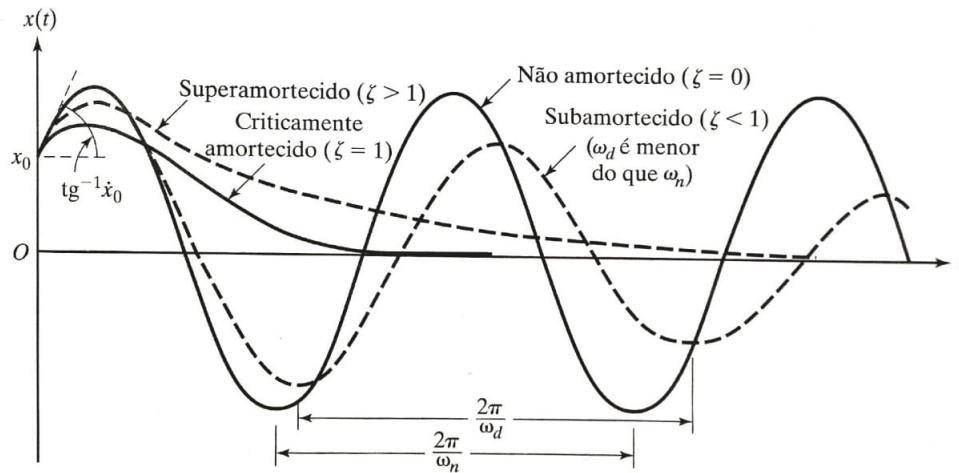
Rao (2009) afirma que o fator de amortecimento determina a quantidade de amortecimento que possui o sistema, podendo ser subamortecido, criticamente amortecido, superamortecido ou sem amortecimento. Na Tabela 2.1 é apresentado a faixa de valores de ζ para os diferentes tipos de amortecimento.

Tabela 2.1: ζ para diferentes tipos de amortecimento

ζ	Tipo de Amortecimento
$\zeta < 1$	Sistema Subamortecido
$\zeta = 1$	Sistema Criticamente Amortecido
$\zeta > 1$	Sistema Superamortecido
$\zeta = 0$	Sistema sem Amortecimento

Na Figura 2.9 é mostrada a comparação entre movimentos com os diferentes tipos de amortecimento.

Figura 2.9: Comparação entre o comportamento de um sistema sob diferentes fatores de amortecimento



Fonte: Rao (2009)

2.6.5 PONTO DE EQUILÍBRIO E ESTABILIDADE

Segundo Nise (2010) a estabilidade é a especificação de sistema mais importante. Caso um sistema seja instável, a resposta transitória e os erros em regime permanente são uma questão irrelevante. Um sistema instável não pode ser projetado para ter uma resposta transitória específica ou para atender um requisito de erro em regime permanente. Existem muitas definições de estabilidade, dependendo do tipo de sistema ou do ponto de vista que é analisado. Considerando um sistema linear invariante do tempo, é possível afirmar que:

- É estável se a resposta natural tender a zero na medida em que o tempo tende a infinito.
- É instável se a resposta natural aumentar sem limites à medida em que o tempo tende a infinito.
- É dito marginalmente estável, caso a resposta natural não decaia nem aumente, mas permaneça constante ou oscile à medida que o tempo tende a infinito.

Desta forma, a definição de estabilidade implica que apenas a resposta forçada permanece à medida que a resposta natural tende a zero (NISE, 2010).

Segundo Meirovitch (1970), é interessante interpretar o movimento do sistema na vizinhança de um ponto de equilíbrio. Os valores das variáveis em um ponto de equilíbrio,

são obtidos igualando as equações de espaço e estados a zero.

A estabilidade na análise de sistemas está relacionada ao ponto de equilíbrio, por exemplo, quando o estado inicial de um sistema está próximo de um ponto de equilíbrio instável, o sistema pode terminar afastando-se até o infinito, ou afastar-se inicialmente e em seguida regressar assintoticamente para esse ponto e na vizinhança dos pontos de equilíbrio estável o sistema oscila(VILLATE, 2013). A natureza do movimento na vizinhança do ponto de equilíbrio depende dos autovalores da matriz $[A]$. Estes autovalores coincidem com as raízes λ_1 e λ_2 da equação característica, sendo que, a equação característica pode ser encontrada pelo determinante (MEIROVITCH, 1970), o qual é apresentado por:

$$\det(A - \lambda I) = 0 \quad (2.12)$$

Sendo: A é a matriz de constantes e I a matriz identidade.

Na Tabela 2.2 é apresentada as propriedades de estabilidade de sistemas lineares.

Tabela 2.2: Propriedades de Estabilidade de Sistemas Lineares

Autovalores	Tipo de ponto crítico	Estabilidade
$r_1 > r_2 < 0$	Nó	Instável
$r_1 < r_2 < 0$	Nó	Assintoticamente estável
$r_1 < 0 < r_2$	Ponto de sela	Instável
$r_1 = r_2 > 0$	Nó próprio ou impróprio	Instável
$r_1 = r_2 < 0$	Nó próprio ou impróprio	Assintoticamente estável
$r_1, r_2 = \lambda \pm i\mu$	Centro espiral	
$\lambda > 0$		Instável
$\lambda < 0$		Assintoticamente estável
$r_1 = i\mu, r_2 = -i\mu$	Centro	Estável

Fonte: (BOYCE; DIPRIMA, 1985)

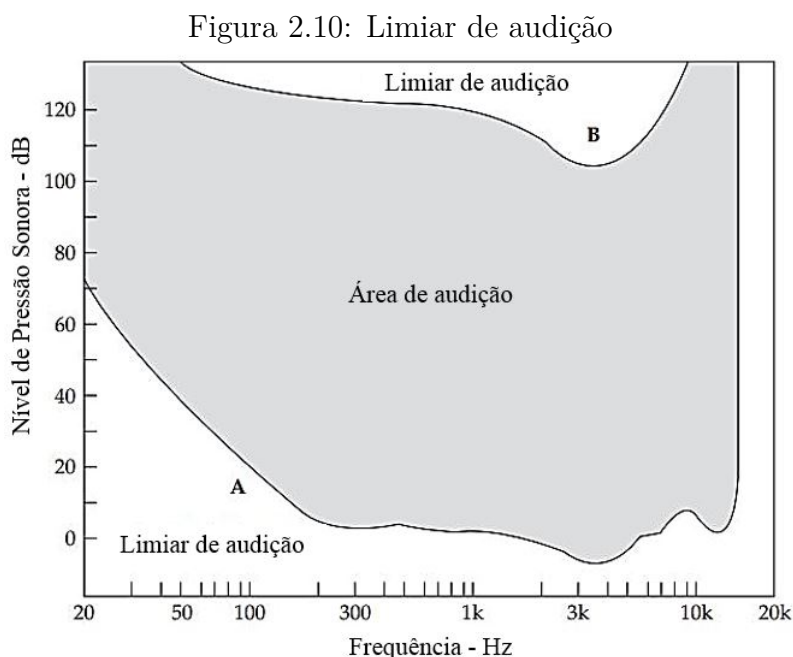
Para sistemas não lineares, é necessário fazer a linearização do sistema através da matriz Jacobiana. A matriz Jacobiana consiste em fazer derivadas parciais no ponto de equilíbrio a partir das constantes encontradas nas equações de espaço e estado, e então aplica-la aos pontos de equilíbrio (KUZNETSOV, 1998). Já para sistemas lineares, utiliza-se a matriz $[A]$, dada pelas constantes que multiplicam as variáveis das equações no espaço de estados.

2.7 RUÍDO

Além da vibração, o ruído é outra variável que causa problemas e distúrbios no corpo humano. Bistafa (2006) cita que, o som é a sensação produzida no sistema auditivo, e ruído é um som indesejável, em geral de conotação negativa.

Ao analisar o efeito do som, Almeida *et al.* (2000) estabelece que o ruído é um fenômeno acústico formado por diversas ondas sonoras relacionadas com a amplitude e fases dispostas aleatoriamente, que produzem uma sensação auditiva desagradável.

Everest, Pohlmann *et al.* (2015) citam que, um experimento realizado com um grupo de ouvintes treinados, os quais foram submetidos a uma fonte sonora e julgaram se um tom em uma dada frequência era quase inaudível ou começava a ser doloroso, conforme é mostrado nas curvas A e B, respectivamente, na Figura 2.10. Estas duas curvas, portanto, representam os extremos da nossa percepção de intensidade.



Fonte: Adaptado de Everest, Pohlmann *et al.* (2015)

A curva A, o limiar da audição, representa o nível em cada frequência em que os sons são quase inaudíveis. A curva também mostra que os ouvidos humanos são mais sensíveis em torno de $3kHz$. A curva B, o limiar do sentimento, representa o nível em cada frequência em que uma sensação de cócegas é sentida nos ouvidos. A $3kHz$, isso ocorre em um nível de pressão sonora de cerca de $110dB$. Um aumento adicional no nível resulta em um aumento no sentimento até que uma sensação de dor seja produzida.

O estímulo do limiar é um aviso de que o som está se tornando perigosamente alto e que o dano no ouvido é iminente ou já ocorreu (EVEREST; POHLMANN *et al.*, 2015).

2.7.1 EFEITOS DO RUÍDO NO CORPO HUMANO

A exposição excessiva, contínua e descontrolada a altos níveis de ruído pode causar perturbações na vida de um trabalhador. Ele pode desenvolver problemas que irão acompanhá-lo por toda sua existência, não apenas zumbidos e perdas auditivas irreversíveis e permanentes, mas também alterações do sono, transtornos da comunicação, comportamentais, neurológicos etc. (SALIBA, 2018).

Russo (1993) afirma que a exposição a níveis de ruído contínuo, superiores a 85 *dB*, pode causar perdas permanentes na audição. De acordo com a Norma Regulamentadora 15 – Atividades e Operações Insalubres (NR 15, 2014), aumentando-se em 5 *dB* o nível de ruído, o tempo de exposição máxima permitida deve ser reduzido pela metade. É relevante também considerar-se, a distância entre o indivíduo e a fonte sonora, pois, segundo Saliba (2018), a cada duplicação da distância o nível de pressão sonora diminui 6 *dB*.

Bistafa (2006) comenta que todo e qualquer problema com ruído, sempre envolve uma fonte (máquinas, tráfego, equipamentos, processos industriais, etc), trajetória (ar, líquidos e estruturas sólidas) e o receptor (homem). Sabido disso, Kroemer e Grandjean (2005) comentam que para diminuir o nível de ruído em fábricas e outros lugares, o ruído pode ser planejado para uma condição “sem ruído”, reduzindo o ruído na fonte, interferindo na trajetória e, conseqüentemente, na propagação e com a utilização de proteção individual.

De acordo com Harona *et al.* (2015), o ruído ocupacional pode causar diversos problemas para os trabalhadores, tais como efeitos primários (trauma acústico e zumbido), prejuízo na comunicação e no desempenho e outros efeitos como problema cardiovascular, estresse e pressão de sanguínea elevada. Para TOSIN, LANÇAS e ARAÚJO (2009), o ruído está presente em mais de 90% das atividades laborais existentes.

2.7.2 EQUIPAMENTOS PARA AVALIAÇÃO DO RUÍDO

Para se realizar a avaliação dos níveis de ruído, a Dahlstrom e Bloomhuff (2014) estabelece que podem ser utilizados: medidores de nível de pressão sonora; medidores integradores de uso pessoal (dosímetros).

Segundo a Norma de Higiene Ocupacional 01 – Avaliação da Exposição Ocupacional ao Ruído (GIAMPAOLI; SAAD; CUNHA, 2001), para a correta realização das medições é necessário que esses equipamentos sejam periodicamente aferidos e certificados pelos fabricantes, ou instituições credenciadas para esse fim. Além disso, deve ser feita a calibração destes aparelhos, antes e após as avaliações. Os dispositivos utilizados para isso são conhecidos como calibradores. Estes aparelhos emitem um sinal de amplitude e frequência definido que permite fazer sua calibração.

De acordo com Saliba (2018), os medidores de nível de pressão sonora (sonômetros ou decibelímetros) são utilizados para medir o NPS(Nível de Pressão Sonora) instantâneo. Ele quantifica o ruído de forma pontual, não levando em conta o tempo efetivo de exposição à fonte. Ainda, segundo o autor, os medidores integradores de uso pessoal (dosímetros), calculam a dose de exposição do trabalhador em vários níveis de exposição, apresentando a medida como uma porcentagem da exposição diária permitida, realizando a integração ruído x tempo.

O dosímetro é usado para medição da dose de ruído durante a jornada de trabalho, especialmente quando o nível de ruído é variável, isto é, o trabalhador executa várias funções em ambientes diferentes durante a jornada de trabalho. O dosímetro registra o nível equivalente e compara este com a norma em vigor indicando se a dose de ruído passou de 100% (GERGES, 2005; BISTAFA, 2006).

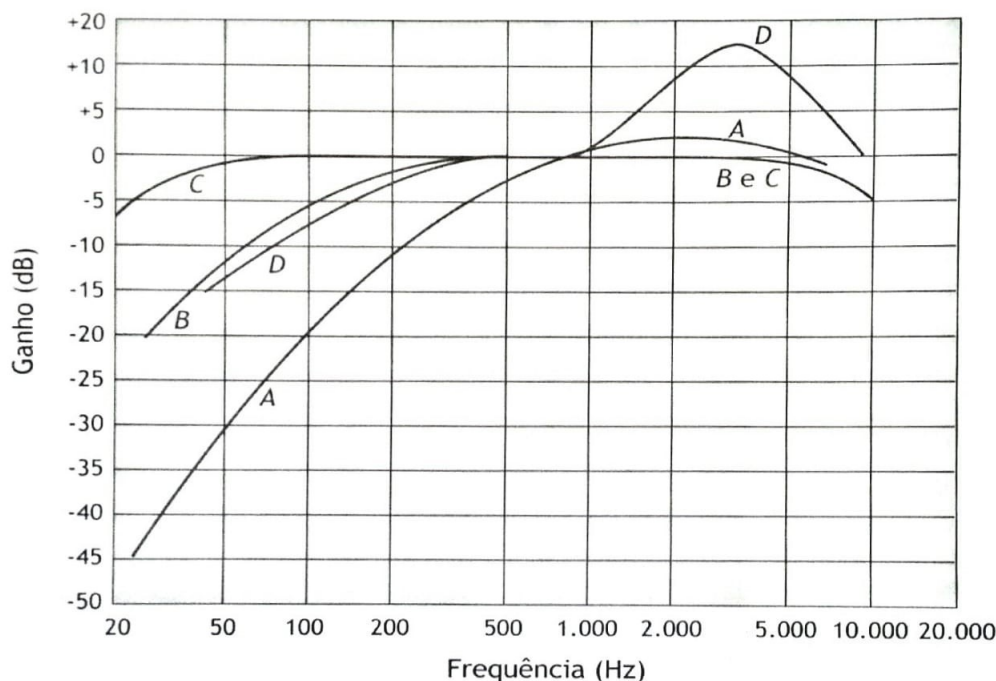
2.7.3 ESCALAS PARA AVALIAÇÃO DE RUÍDO

Os fatores que determinam a audibilidade subjetiva de um som são bastante complexos. Um desses fatores é que o ouvido humano não é igualmente sensível a todas as frequências, mas é mais sensível à faixa entre 2 *kHz* e 5 *kHz*, e menos sensível para frequências extremamente baixas ou altas (GERGES, 2005).

As escalas, conhecidas como “Curvas de Compensação ou Ponderação” tem como

principal objetivo aproximar a resposta dos equipamentos utilizados para medir o nível sonoro à resposta do ouvido humano. Isso é feito com a utilização de circuitos eletrônicos cuja sensibilidade varia com a frequência (SALIBA, 2018). As curvas de compensação podem ser observadas na Figura (2.11).

Figura 2.11: Curvas de compensação



Fonte: GERGES (2000)

Escala A: o circuito “A” aproxima-se das curvas de igual audibilidade para baixos níveis de pressão sonora. É a mais sensível para faixas entre 2kHz e 5kHz;

Escala B e C = análogo ao circuito “A”, porém, para médios e altos níveis de pressão sonora respectivamente;

Escala D = foi padronizada para medições de ruído em aeroportos.

2.8 NORMAS E LEGISLAÇÃO

2.8.1 VIBRAÇÃO

Na avaliação da vibração que chega ao operador de uma determinada máquina, utiliza-se as normativas International Organization for Standardization, ISO 5349 (2001), a qual apresenta um guia para avaliação da exposição humana à vibrações de mãos e

braços. Bem como, a norma de higiene ocupacional, NHO 10 (GIAMPAOLI; CUNHA, 2012), que apresenta procedimentos técnicos para a avaliação da exposição ocupacional da vibração de mãos e braços. A NHO 10 foi desenvolvida tendo como base a normativa ISO 5349 (2001), com o foco na prevenção e controle de riscos.

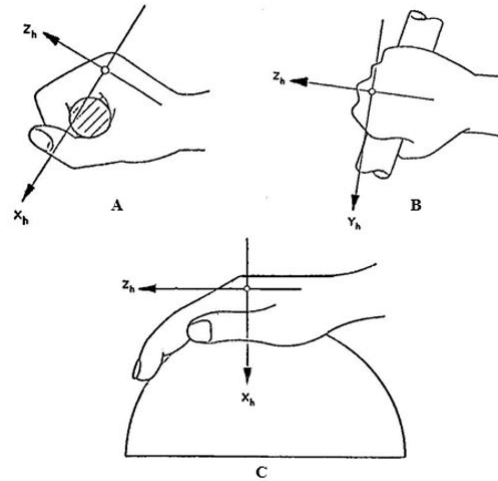
A norma internacional que estabelece os critérios para medição e avaliação das vibrações em mãos e braços é a ISO 5349 (2001), a qual é dividida em duas partes. A primeira contém os aspectos gerais e a segunda apresenta um guia para avaliação da exposição da vibração nos locais de trabalho. Em complemento com a ISO 5349 (2001), tem-se a Directive European 2002/44/EC (2002) da Comunidade Europeia que estabelece os limites de exposição à vibração em mãos e braços.

Algumas informações, procedimentos e formas de montagens dos acelerômetros estão presentes na ISO 5349 (2001), sendo que são considerados, para a referida norma, alguns fatores que influenciam os efeitos da vibração nas mãos e braços nas condições de trabalho, tais como frequência e magnitude da vibração, duração da exposição por dia de trabalho e a exposição acumulada.

Ainda segundo a ISO 5349 (2001), durante a realização dos testes nas mãos e braços dos operadores, deverá ser respeitado e indicado as direções do sistema de coordenadas ortogonais, assim como é mostrado na Figura (2.12). Deve-se, preferencialmente, realizar a medição simultânea da vibração nos três eixos. Porém, pode-se realizar as medições sequencialmente ao longo de cada eixo, desde que as condições de funcionamento e de trabalho sejam semelhantes. As medições devem ser feitas sobre as superfícies vibratórias ou o mais próximo possível.

Durante a análise da vibração, deve-se posicionar um transdutor de vibrações (acelerômetro), sobre alguns pontos peculiares da máquina, em diferentes direções e tornar o sinal de vibração gerado pelos componentes dinâmicos da máquina por alguns segundos. A seleção do acelerômetro deve ser feita considerando o tipo de montagem necessária para os devidos posicionamentos e fixação do transdutor, bem como as características do sinal a ser medido, tais como: frequência, amplitudes e ocorrência de picos elevados (GIAMPAOLI; CUNHA, 2012).

Figura 2.12: Sistema de coordenadas para mãos



Fonte: Adaptado de ISO 5349 (2001)

Para calcular o tempo máximo de exposição nas mãos e braços do operador, em relação à vibração sofrida pelo corpo durante o trabalho, utiliza-se a Equação (2.13) (GIAMPAOLI; CUNHA, 2012):

$$aren = are \sqrt{\frac{T}{T_0}} \quad (2.13)$$

Sendo: *aren* aceleração normalizada para uma jornada de trabalho de 8 horas; *are* aceleração resultante da exposição representativa da exposição ocupacional diária; *T* o tempo de duração da jornada de trabalho; e *T₀* o tempo correspondente à duração de 8 horas em segundos (s).

Posteriormente, por meio da NHO 10, obtém-se a aceleração equivalente, *are*, conforme mostra a Tabela (2.3). Faz-se, então, o critério de julgamento e tomada de decisão.

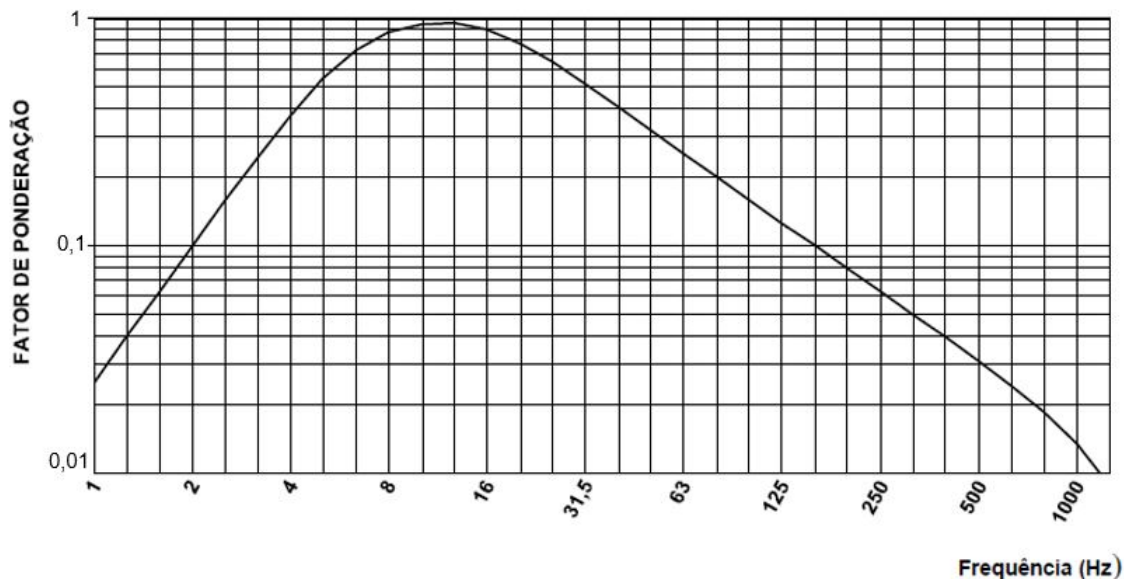
Tabela 2.3: Critério de julgamento do nível de vibração e tomada de decisão		
aren (m/s²)	Consideração Técnica	Ação Recomendada
0 a 2,5	Aceitável	No mínimo manutenção da condição existente.
>2,5 a <3,5	Acima do nível de ação	No mínimo adoção de medidas preventivas.
3,5 a 5,0	Região de incerteza	Adoção de medidas preventivas corretivas visando à redução da exposição diária.
Acima de 5,0	Acima do limite de exposição	Adoção imediata de medidas corretivas.

Fonte: Adaptado de Giampaoli e Cunha (2012)

Todas as acelerações consideradas no critério estabelecido na ISO 5349 (2001) e NHO

10 (GIAMPAOLI; CUNHA, 2012), são ponderadas em frequência, segundo a curva de ponderação W_h apresentada na Figura (2.13).

Figura 2.13: Curva de ponderação em frequência para vibração transmitida a mãos e braços



Fonte: Adaptado de Giampaoli e Cunha (2012)

Para a curva de ponderação em frequência, Griffin (1990) comenta que as ferramentas que vibram em frequências baixas dominantes, a vibração terá um grau de importância maior para uma aceleração ponderada em frequência do que para uma aceleração não ponderada.

2.8.2 RUÍDO

Na avaliação do ruído que chega ao operador durante uma determinada situação de trabalho, utiliza-se as normativas Norma de Higiene Ocupacional - NHO 01 (GIAMPAOLI; SAAD; CUNHA, 2001) a qual apresenta um guia a avaliação da exposição ocupacional ao ruído, e a Norma Regulamentadora - NR 15, Anexo I (NR 15, 2014), a qual apresenta os limites de tolerância para ruído contínuo ou intermitente.

A NHO 01 tem por objetivo estabelecer critérios e procedimentos para a avaliação da exposição ocupacional ao ruído, que implique risco potencial de surdez ocupacional. O seu critério de referência se embasa nos limites de exposição diária adotados para o ruído contínuo ou intermitente, que corresponde a $85dB(A)$ para uma dose de 100% equivalente a uma exposição de 8 horas.

A avaliação da exposição ocupacional ao ruído deverá ser feita por meio da determinação da dose diária de ruído, ou do nível de exposição, parâmetros representativos da exposição diária do trabalhador. Esses parâmetros são totalmente equivalentes, e a partir de um é possível obter o outro, mediante as expressões matemáticas:

$$NE = 10 \cdot \log \left(\frac{480}{T_E} \cdot \frac{D}{100} \right) + 85 \text{ [dB]} \quad (2.14)$$

$$D = \frac{T_E}{480} \cdot 100 \cdot 2^{\left(\frac{NE-85}{3}\right)} \text{ [%]} \quad (2.15)$$

sendo: NE o nível de exposição, D a dose diária de ruído em porcentagem e T_e o tempo de duração, em minutos, da jornada de trabalho.

Para fins de comparação com o limite de exposição, deve-se determinar o Nível de Exposição Normalizado (NEN), que corresponde ao Nível de Exposição (NE) convertido para a jornada padrão de 8 horas diárias, dado pela Equação 2.16.

$$NEN = NE + 10 \cdot \log \left(\frac{T_E}{480} \right) \quad (2.16)$$

A NHO 01 cita que para a medição do ruído, é necessário realizar alguns procedimentos gerais como por exemplo, as medições devem ser realizadas com o microfone posicionado dentro da zona auditiva do trabalhador, de forma a fornecer dados representativos da exposição ocupacional diária ao ruído a que está submetido o operador no exercício de suas funções (GIAMPAOLI; SAAD; CUNHA, 2001).

Sobre os resultados, a NHO 01 cita que, se a dose diária estiver entre 50% e 100% a exposição deve ser considerada acima do nível de ação, devendo ser adotadas medidas preventivas de forma a minimizar a probabilidade de que as exposições ao ruído causem prejuízos à audição do trabalhador e evitar que o limite de exposição seja ultrapassado. Para valores acima de $115\text{dB}(A)$, não é permitida, em nenhum momento da jornada de trabalho, exposição a níveis de ruído contínuo ou intermitente para indivíduos que não estejam adequadamente protegidos, independentemente dos valores obtidos para dose diária ou para o nível de exposição (GIAMPAOLI; SAAD; CUNHA, 2001).

A NR 15 (2014) trata-se de uma norma para atividades e operações insalubres,

sendo que, no seu Anexo I é apresentado os limites de tolerância para ruído contínuo ou intermitente, apresentados na Tabela 2.4.

Tabela 2.4: Limite de tolerância para ruído contínuo ou intermitente

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

Fonte: Adaptado de NR 15 (2014)

A NR 15 (2014) utiliza um fator de incremento igual a 5. Nela, a cada $5dB$ acrescidos ao nível de ruído, a máxima exposição diária se reduz pela metade. Já na Norma de Higiene Ocupacional NHO 01 (GIAMPAOLI; SAAD; CUNHA, 2001), esse fator de incremento é igual a 3, ou seja, a cada $3dB$ acrescido ao nível de ruído, a máxima exposição diária se reduz pela metade. Segundo Nunes (2014) as empresas são obrigadas apenas a observar os valores previstos pela NR 15, sendo facultada a opção pelos valores previstos na NHO 01.

CAPÍTULO 3

MODELAGEM DE UM SISTEMA ROTATIVO DESBALANCEADO

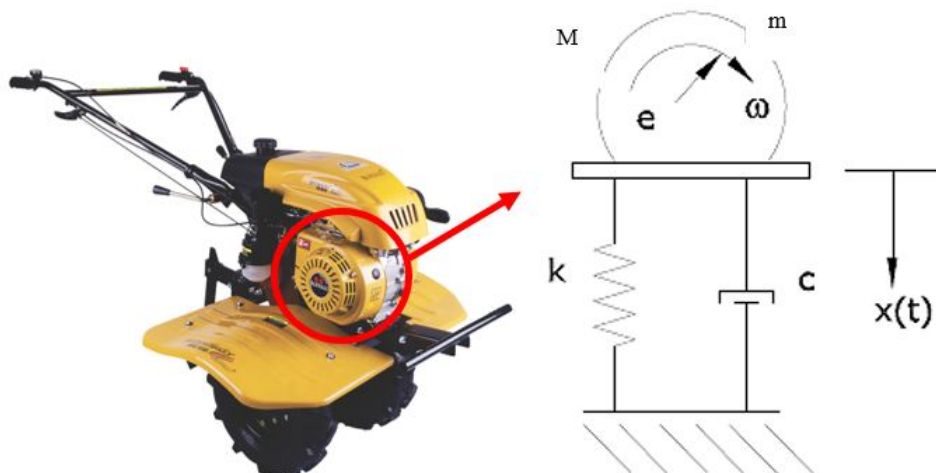
Durante o trabalho diário no campo, os operadores de motocultivadores estão expostos a vibração de mãos e braços. Esse fenômeno de vibração é proveniente do funcionamento do equipamento que, por sua vez, pode ser modelado de forma simplificada como um sistema massa-mola-amortecedor. Desta forma, para o presente trabalho, buscou-se estudar a influência da variação de parâmetros do sistema em questão, podendo assim, ter uma visão geral de quais fatores contribuem mais significativamente para o aumento da vibração transmitida ao operador. A razão entre o deslocamento do sistema e o deslocamento do motor, é um indicador do possível desconforto gerado pela vibração mecânica. Essa razão é chamada de transmissibilidade (RAO, 2009). Esse assunto será abordado neste capítulo, onde é apresentada a forma de obtenção das equações de movimento que retrata um sistema rotativo desbalanceado. As equações de movimento foram obtidas através da formulação de Lagrange, e essas representadas na forma de modelo no Espaço de Estados.

3.1 MODELO UTILIZADO

Sabendo que, os motocultivadores utilizam motores monocilíndrico, e que uma das causas de vibração se deve a possíveis desbalanceamento em peças cujo funcionamento apresenta rotação, como é o caso do virabrequim, foi feita a modelagem de um sistema

desbalanceado, conforme é mostrado na Figura 3.1.

Figura 3.1: Representação gráfica do sistema modelado



Fonte: Adaptado de: Buffalo (2018) e Silva (2009)

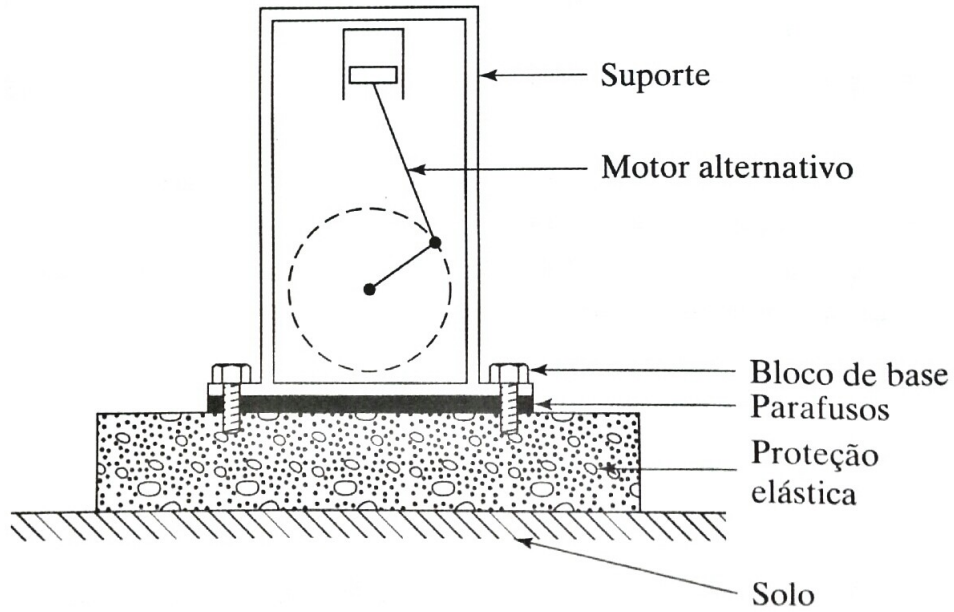
Sendo: M a massa do sistema, m a massa desbalanceada, e a excentricidade, ω a velocidade angular, k a constante de rigidez, c o coeficiente de amortecimento e $x(t)$ a direção do movimento.

3.2 SISTEMA AMORTECIDO COM DESBALANCEAMENTO

O desbalanceamento de máquinas rotativas é uma das principais causas de vibração. Em máquinas agrícolas, como por exemplo o motocultivador, têm-se motores monocilíndricos como fornecimento de potência.

Considerando uma representação simplificada do funcionamento mecânico do motor, pode-se modelar matematicamente o motor monocilíndrico através de um sistema massa-mola-amortecedor, cujo desbalanceamento residual, devido ao movimento do virabrequim, pode ser levado em consideração durante os cálculos matemáticos. A Figura 3.2 apresenta uma ilustração do modelo em análise.

Figura 3.2: Sistema pistão biela com massa desbalanceada



Fonte: Rao (2009)

Este desbalanceamento, com velocidade angular (ω), excentricidade (e) e massa excêntrica (m), gera uma força de desbalanceamento (F_0), apresentada na Equação 3.1, sendo sua amplitude na direção vertical.

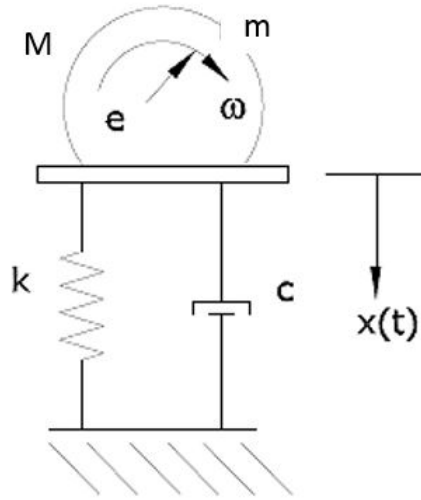
$$F_0 = me\omega^2 \quad (3.1)$$

Considerando um sistema cuja vibração excitada é de natureza harmônica, têm-se a força centrífuga, que varia conforme o tempo (t), e é dada por:

$$F_c = me\omega^2 \sin \omega t \quad (3.2)$$

Para o presente trabalho será considerado o movimento apenas no sentido vertical, restringindo o movimento horizontal, desta forma pode-se analisar o sistema com apenas um grau de liberdade (gdl), conforme pode ser observado na Figura 3.3.

Figura 3.3: Sistema massa-mola-amortecedor com massa desbalanceada com 1 gdl



Fonte: (SILVA, 2009)

Da Figura 3.3, têm-se que M é a massa do sistema, ou seja, pistão, eixo e biela, m é a massa desbalanceada, e a distância excêntrica entre a massa do sistema e a massa desbalanceada, k a constante de rigidez, c o coeficiente de amortecimento, ω a frequência de excitação do sistema e $x(t)$ o deslocamento linear do sistema. Para calcular a equação de movimento, foi utilizado o método de *Lagrange*.

O modelo apresentado na Figura 3.2, foi analisado para dois casos. O primeiro caso, foi considerado apenas a amplitude de força centrífuga, F_0 , para análise do sistema, ou seja, a força é constante e portanto, o sistema é denominado estático. Já para o segundo caso, foi considerado o sistema com a atuação da força centrífuga, ou seja, um sistema com equilíbrio dinâmico, cuja força varia conforme o tempo. Para ambos os casos, os parâmetros a serem utilizados inicialmente nas análises estão apresentados na Tabela 3.1.

Tabela 3.1: Parâmetros iniciais do sistema

Parâmetro	Simbologia	Valor	Unidade
Massa do sistema	M	2	kg
Massa desbalanceada	m	0,01	kg
Excentricidade	e	0,005	m
Rotação de trabalho	$\dot{x}$	3400	rpm
Constante de Rigidez	k	5000	N/m
Fator de Amortecimento	c	0,1	

Os valores considerados na Tabela 3.1, principalmente, massa, excentricidade e velocidade do motor, foram estimados considerando a realidade do sistema, ou seja, são

condizentes com a massa de um pistão, biela e velocidade de um motor utilizado em motocultivadores.

3.3 CASO 1: SISTEMA COM EQUILÍBRIO ESTÁTICO

3.3.1 EQUAÇÃO DE MOVIMENTO

Para encontrar a equação de movimento deste sistema, inicialmente, encontram-se as coordenadas generalizadas, sendo elas:

$$q = x \quad (3.3)$$

$$\dot{q} = \dot{x} \quad (3.4)$$

$$Q_1 = F_0 \quad (3.5)$$

Posteriormente, analisando o modelo apresentado na Figura 3.3, encontram-se as energias existentes no sistema. A energia cinética de um sistema mecânico está relacionada com a massa em movimento e é dada por:

$$T = \frac{1}{2}M\dot{x}^2 \quad (3.6)$$

no qual M é a massa total do sistema e $\dot{x}$ é a velocidade. A energia potencial gravitacional do sistema foi desconsiderada, logo pode-se simplificar como:

$$V = \frac{1}{2}kx^2 \quad (3.7)$$

sendo, k a constante de rigidez e x é o deslocamento. Com isso, pode-se obter o La-

grangeano. Substituindo a Equação (3.6) e Equação (3.7) na Equação (2.8) apresentada na Seção 2.6.3, e substituindo as coordenadas generalizadas, obtêm-se:

$$\begin{aligned} L &= T - V \\ L &= \frac{1}{2}M\dot{q}^2 - \frac{1}{2}kq^2 \end{aligned} \quad (3.8)$$

A energia dissipativa é dada por:

$$R = \frac{1}{2}c\dot{q}^2 \quad (3.9)$$

no qual, c é o coeficiente de amortecimento. Substituindo as derivadas das Equações (3.8) e (3.9) na Equação (2.7), seção 2.6.3, obtêm-se a equação de movimento do sistema, que é dada por:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial}{\partial \dot{q}_i} \left(\frac{1}{2}M\dot{q}^2 - \frac{1}{2}kq^2 \right) \right) - \frac{\partial}{\partial q_i} \left(\frac{1}{2}M\dot{q}^2 - \frac{1}{2}kq^2 \right) + \frac{\partial}{\partial \dot{q}_i} \left(\frac{1}{2}c\dot{q}^2 \right) = Q_i \quad (3.10)$$

$$M\ddot{q} + kq + c\dot{q} = Q_i \quad (3.11)$$

Voltando a Equação (3.11) para suas coordenadas, tem-se a equação de movimento para o sistema com força estática:

$$M\ddot{x} + c\dot{x} + kx = m\omega^2 \quad (3.12)$$

3.3.2 REPRESENTAÇÃO EM ESPAÇO E ESTADO

Para fazer a representação em espaço de estado, primeiramente, define-se as variáveis de estado. Como o sistema em análise possui um grau de liberdade, serão duas variáveis, são elas:

$$y_1 = x \quad (3.13)$$

$$y_2 = \dot{x} \quad (3.14)$$

$$\dot{y}_1 = \dot{x} = y_2 \quad (3.15)$$

$$\dot{y}_2 = \ddot{x} = \frac{-cy_2 - ky_1 + m\omega^2}{M} \quad (3.16)$$

Após definir as variáveis e encontrar as equações de estado, é possível escreve-la na forma matricial:

$$\begin{bmatrix} \dot{Y}_1 \\ \dot{Y}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{k}{M} & -\frac{c}{M} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} Y_1 \\ Y_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ m\omega^2 \end{bmatrix} \quad (3.17)$$

3.3.3 PONTO DE EQUILÍBRIO

Igualando as equações no espaço de estados a zero, é possível obter os valores das variáveis em um ponto de equilíbrio. Desta forma, igualando as equações (3.15) e (3.16) a zero, obtém-se:

$$\dot{y}_1 = \dot{x} = y_2 = 0 \quad (3.18)$$

$$\dot{y}_2 = \ddot{x} = \frac{-c.y_2 - ky_1 + m\omega^2}{M} = 0 \quad (3.19)$$

$$y_1 = \frac{m\omega^2}{k} \quad (3.20)$$

Das Equações (3.18) e (3.20), têm-se o ponto de equilíbrio em:

$$(y_1, y_2) = \left(\frac{m\omega^2}{k}, 0 \right) \quad (3.21)$$

3.3.4 ESTABILIDADE

Para analisar a estabilidade do sistema, será encontrado os autovalores, os quais consistem em encontrar as raízes λ_1 e λ_2 da equação característica. Por tratar-se de um sistema linear, não é necessário realizar o processo de linearização, portanto utiliza-se a matriz $[A]$ dada pelas constantes que multiplicam as variáveis Y_1 e Y_2 da Equação (3.17). Resolvendo a Equação (2.12) têm-se:

$$\begin{aligned} \det \left(\begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{k}{m} & -\frac{c}{m} \end{bmatrix} \right) - \lambda \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} &= 0 \rightarrow \det \left(\begin{bmatrix} -\lambda & 1 \\ -\frac{k}{m} & -\frac{c}{m} - \lambda \end{bmatrix} \right) = 0 \\ -\lambda \left(-\frac{c}{m} - \lambda \right) - \left(-\frac{k}{m} \right) &= 0 \rightarrow \frac{\lambda c}{m} + \lambda^2 + \frac{k}{m} = 0 \\ \lambda^2 + \frac{c}{m} \lambda + \frac{k}{m} &= 0 \\ \lambda = \frac{\frac{-c}{m} \pm \sqrt{\left(\left(\frac{c}{m}\right)^2 - \frac{4k}{m}\right)}}{2} &\quad (3.22) \end{aligned}$$

Aplicando os valores apresentados na Tabela 3.1, encontra-se a frequência natural, ω_n , a constante de amortecimento, c , e então calcula-se os autovalores utilizando a Equação (3.22):

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{5000}{2}} \rightarrow \omega_n = 50 \text{ rad/s} \quad (3.23)$$

$$\omega_n = \frac{50}{2\pi} = 7,96 \text{ Hz}$$

$$c = 2\zeta M \omega_n = 2 * 0,1 * 2 * 50 \rightarrow c = 20 \text{ Ns/m} \quad (3.24)$$

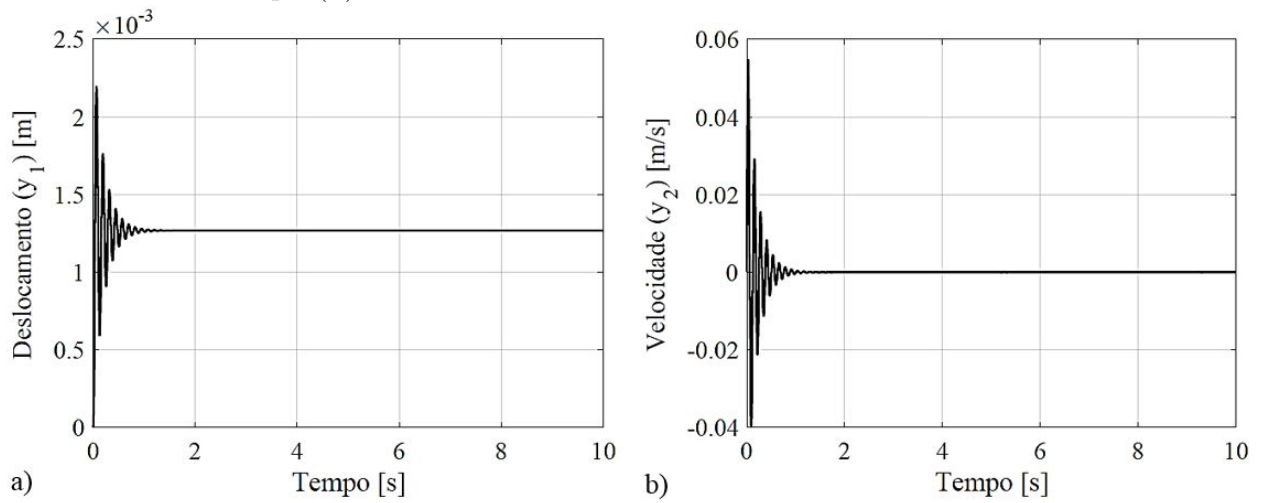
$$\lambda = \frac{\frac{-20}{2} \pm \sqrt{\left(\left(\frac{20}{2}\right)^2 - \frac{4*5000}{2}\right)}}{2} \rightarrow \lambda = -5 \pm \frac{\sqrt{-9900}}{2} \quad (3.25)$$

Analisando os sinais da Equação (3.25), é possível afirmar que o ponto de equilíbrio,

para os parâmetros utilizados, é estável, e ainda, pode-se concluir que é um centro espiral assintoticamente estável, conforme pode-se observar na Tabela 2.2, na seção 2.6.5.

Utilizando o *software* Matlab como ferramenta numérica, é possível apresentar o plano de fase, o qual demonstra o comportamento do sistema, e a partir disso pode-se analisar a estabilidade no ponto de equilíbrio, de maneira gráfica. Além de também obter graficamente a resposta do sistema no tempo. Na Figura (3.4) é apresentada a resposta do sistema no tempo.

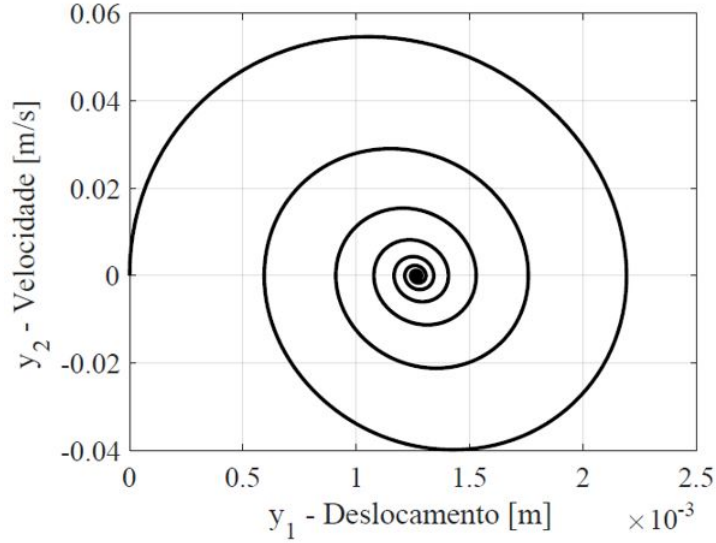
Figura 3.4: Sistema subamortecido: Resposta do deslocamento no tempo (a); Resposta da velocidade no tempo (b)



Ao analisar a Figura (3.4), observa-se o efeito do fator de amortecimento, nota-se que a oscilação do sistema vai decaindo no decorrer do tempo, até seguir para o ponto de equilíbrio do sistema, isso ocorre tanto para o deslocamento (Figura 3.4a) como para a velocidade (Figura 3.4b). O amortecimento utilizado nesta primeira análise mostra que o sistema é subamortecido ($\zeta = 0,1$).

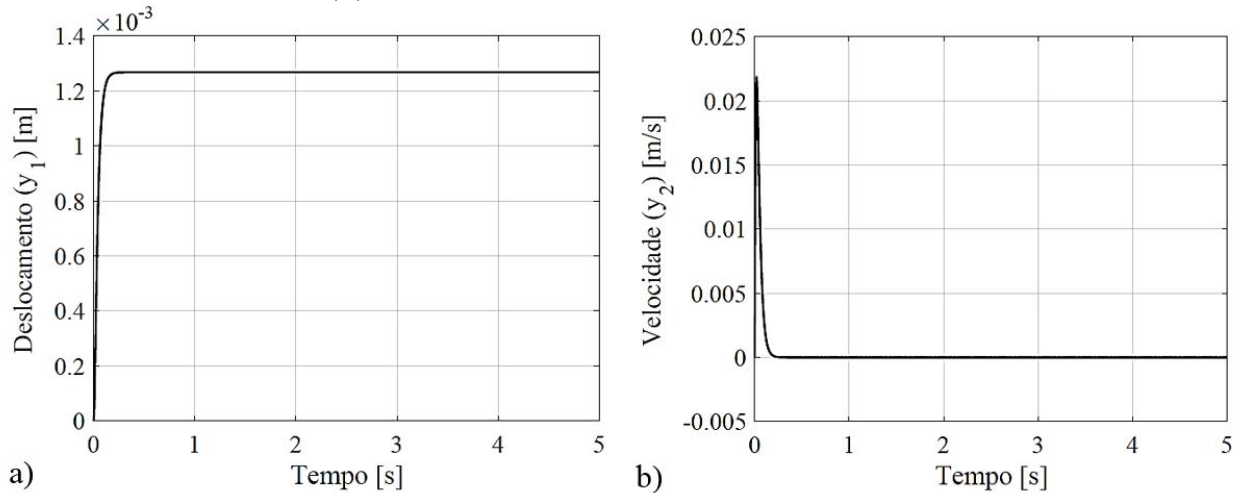
Para este amortecimento ($\zeta = 0,1$), e os parâmetros da Tabela (3.1), é possível visualizar graficamente o tipo de estabilidade do sistema, conforme já calculado na Equação (3.25), provando que a estabilidade no ponto de equilíbrio do sistema é assintoticamente estável, e se dá em um centro espiral, conforme mostrado na Figura (3.5).

Figura 3.5: Retrato de Fase do sistema subamortecido



Ao variar o parâmetros do sistema é possível visualizar a influência que cada um tem no sistema, como por exemplo, ao variar o fator de amortecimento, transformando o sistema em superamortecido ($\zeta = 1,1$), e mantendo os outros parâmetros, encontra-se curvas conforme apresentado na Figura (3.6).

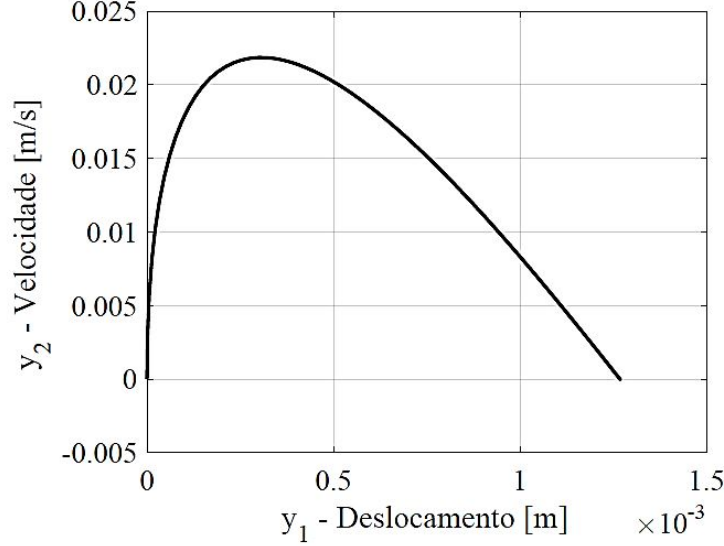
Figura 3.6: Sistema superamortecido: Resposta do deslocamento no tempo (a); Resposta da velocidade no tempo (b)



Nota-se ao observar a Figura (3.6), que para este caso, o sistema apresenta um amortecimento mais rápido do que na primeira situação, isso se deve ao fator de amortecimento que foi aumentado, obtendo um sistema superamortecido. Na Figura (3.7), é apresentado o retrato de fase do sistema, observa-se que o ponto de equilíbrio não

foi alterado, continuou sendo no mesmo ponto analisado na Figura (3.4). Isso se deve, pois o parâmetro modificado não influencia no ponto de equilíbrio, apenas no tempo de amortecimento do sistema. Além disso, o sistema continua sendo estável, cujo sistema é caracterizado como nó estável.

Figura 3.7: Retrato de fase do sistema superamortecido



A estabilidade desse sistema superamortecido pode ainda ser conferida de forma analítica, conforme é demonstrado a seguir:

$$c = 2\zeta M\omega_n = 2 * 1,1 * 2 * 50,00 \rightarrow c = 220,00 Ns/m \quad (3.26)$$

$$\lambda = \frac{\frac{-220}{2} \pm \sqrt{\left(\left(\frac{220}{2}\right)^2 - \frac{4*5000}{2}\right)}}{2} \rightarrow \lambda = -55 \pm 45,82 \quad (3.27)$$

$$\lambda_1 = -9,18, \lambda_2 = -100,82 \quad (3.28)$$

Da Equação (3.28), têm-se que λ_1 e λ_2 são negativos, analisando esses resultados na Tabela (2.2), têm-se que o ponto de equilíbrio é um nó assintoticamente estável. Conforme dito anteriormente, a alteração do valor do fator de amortecimento não mudará a estabilidade do sistema, o mesmo continuará sendo estável. Para o sistema ser instável o coeficiente de amortecimento c , teria que ser negativo. Como em sistemas mecânicos não utiliza-se valores negativos para coeficientes de amortecimento, pode-se afirmar

que para qualquer valor do parâmetro $+\zeta$, o sistema continuará sendo estável, variando apenas a característica do ponto de equilíbrio (nó, centro espiral, etc.).

Para alterar o ponto de equilíbrio, é necessário variar os parâmetros de massa desbalanceada, excentricidade, frequência de excitação e constante de rigidez, pois o ponto de equilíbrio está diretamente ligado à estes parâmetros, conforme foi observado na Equação (3.21).

3.3.5 VARIAÇÕES PARAMÉTRICAS

As variações paramétricas são realizadas para conseguir verificar a influência de cada parâmetro no sistema, conforme já foi citado anteriormente. Nesta seção, são apresentadas as variações paramétricas pela amplitude de deslocamento, onde foi variado os parâmetros: massa desbalanceada, excentricidade, constante de rigidez e frequência de excitação.

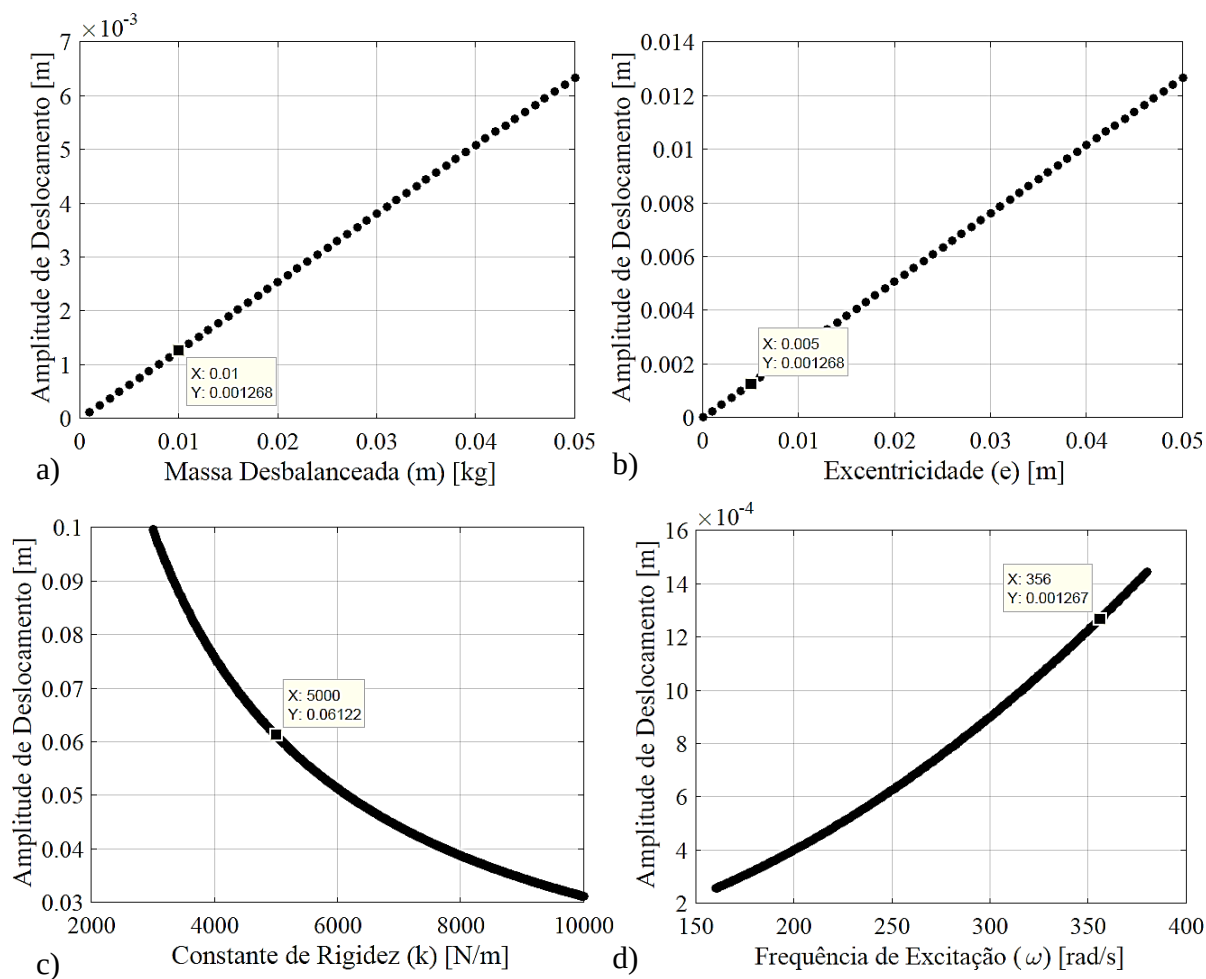
Na Figura (3.8), é possível observar o comportamento de cada parâmetro no sistema, e como os mesmos influenciam no ponto de equilíbrio.

Nota-se ao observar a Figura (3.8a e 3.8b), que os parâmetros massa desbalanceada e excentricidade, apresentam relação linear e conforme o aumento da massa e excentricidade, maior será a amplitude de deslocamento do sistema. O que é facilmente compreendido, pois o aumento da excentricidade da massa desbalanceada, acarreta no aumento da força de excitação do sistema que por sua vez tem influência direta na amplitude de deslocamento, portanto quanto maior esses valores, maior a possibilidade de haver a transmissibilidade de vibração para a estrutura do motocultivador.

Para a constante de rigidez (Figura (3.8c)) percebe-se que com o aumento da rigidez do sistema, ocorre o decaimento da amplitude de deslocamento, apresentando um comportamento exponencial, isso mostra que é possível reduzir a amplitude de vibração utilizando materiais que possuem maior rigidez, porém, o aumento da rigidez pode interferir em outros fatores do funcionamento do sistema, de processos de fabricação e resistência mecânica do equipamento.

No caso da variação do parâmetro de frequência de excitação, percebe-se que conforme o aumento da frequência, têm-se o aumento da amplitude de deslocamento.

Figura 3.8: Variações paramétricas e sua influência na amplitude: Variação da massa desbalanceada (a); Variação da excentricidade (b); Variação da constante de rigidez (c); Variação da frequência de excitação (d)



Comparando os valores estimados da Tabela (3.1) com as variações paramétricas da Figura (3.8), nota-se que, tanto a massa desbalanceada como a excentricidade, apresentam valores de baixa amplitude de deslocamento, já para a constante de rigidez, o valor estimado apresenta uma amplitude de deslocamento de aproximadamente $60mm$, mostrando que, a rigidez do sistema real poderá ser maior, gerando amplitudes menores de deslocamento. Para a frequência da força desbalanceada, tem-se uma amplitude de aproximadamente $1,26mm$, devido o regime de rotação do motor para esse tipo de motocultivador, a frequência de excitação não pode ser reduzida, uma vez que as tarefas executadas pelo mesmo, exigem tais parâmetros de rotação.

3.4 CASO 2: SISTEMA COM EQUILÍBRIO DINÂMICO

Para este caso, será considerado o sistema com a atuação da força centrífuga, dada pela Equação (3.2) na seção (3.2).

3.4.1 EQUAÇÃO DE MOVIMENTO

Para o desenvolvimento da equação característica do sistema, ou seja, a equação de movimento, foi utilizado a equação de *Lagrange*, como no primeiro caso. E apenas a força externa foi modificada, anteriormente tinha-se uma força estática, e para este caso, a equação de movimento contém uma força dinâmica (força centrífuga, F_c), apresentada na equação característica do sistema, que é dada por:

$$M\ddot{x} + c\dot{x} + kx = m\omega^2 \sin \omega t \quad (3.29)$$

3.4.2 REPRESENTAÇÃO EM ESPAÇO E ESTADO

Para a representação em espaço e estado, definiu-se as variáveis de estado. Como o sistema em análise possui um grau de liberdade, serão duas variáveis, e o sistema para esse caso foi alterado apenas a força externa, utilizou-se o mesmo procedimento aplicado na seção (3.3.2), e obteve-se as Equações (3.30), (3.31), (3.32) e (3.33) na representação em espaço e estado, posteriormente apresentou-se as equações na forma

matricial, Equação (3.34):

$$y_1 = x \quad (3.30)$$

$$y_2 = \dot{x} \quad (3.31)$$

$$\dot{y}_1 = \dot{x} = y_2 \quad (3.32)$$

$$\dot{y}_2 = \ddot{x} = \frac{-cy_2 - ky_1 + me\omega^2 \sin \omega t}{M} \quad (3.33)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{y}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{k}{M} & -\frac{c}{M} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} Y_1 \\ Y_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ me\omega^2 \sin \omega t \end{bmatrix} \quad (3.34)$$

3.4.3 PONTO DE EQUILÍBRIO E ESTABILIDADE

Em sistemas com equilíbrio dinâmico, não é usual encontrar os pontos de equilíbrio, isso se deve a quantidade infinita de pontos, desta forma, é comum encontrar a periodicidade do sistema através de recursos gráficos, como por exemplo, a representação do sistema no plano de fase (MEIROVITCH, 1970). A partir do plano de fase, é possível analisar a estabilidade do sistema, e sua periodicidade. Além disso, em sistemas com equilíbrio dinâmico, é interessante analisar o momento em que o sistema sai do regime transiente e passa para o regime permanente, evitando obter respostas erradas ao analisar o sistema em um curto intervalo de tempo.

Utilizando as expressões apresentadas nas Equações (3.32) e (3.33), e os parâmetros apresentados na Tabela (3.1) na seção (3.2), encontrou-se, através de *software* Matlab, a resposta no tempo para o deslocamento e para a velocidade, os quais são apresentados na Figura (3.9). O histórico do deslocamento e da velocidade foram ampliados para melhor visualização do comportamento do regime transiente e permanente, apresentados na Figura (3.10).

Figura 3.9: Sistema com equilíbrio dinâmico: Resposta do deslocamento no tempo (a); Resposta da velocidade no tempo (b)

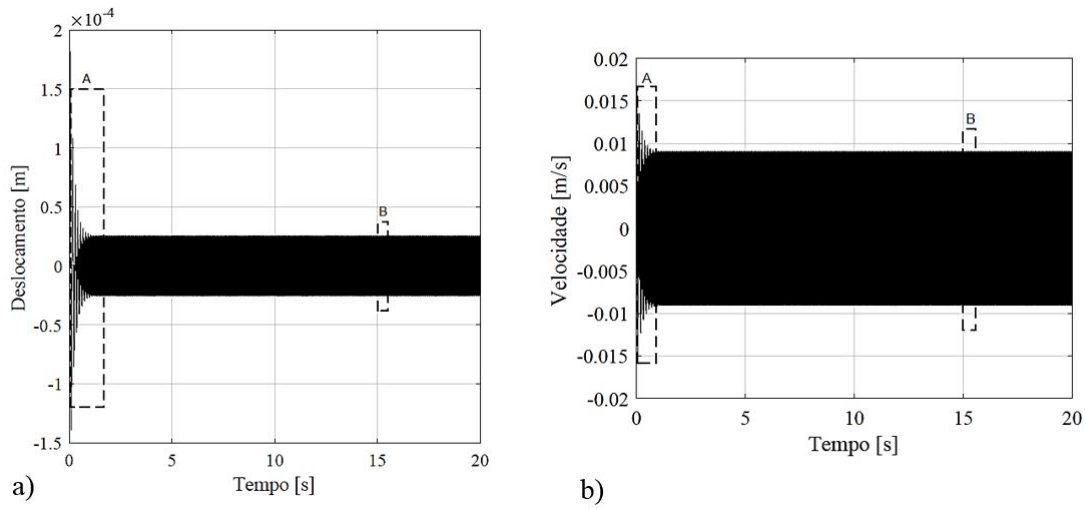
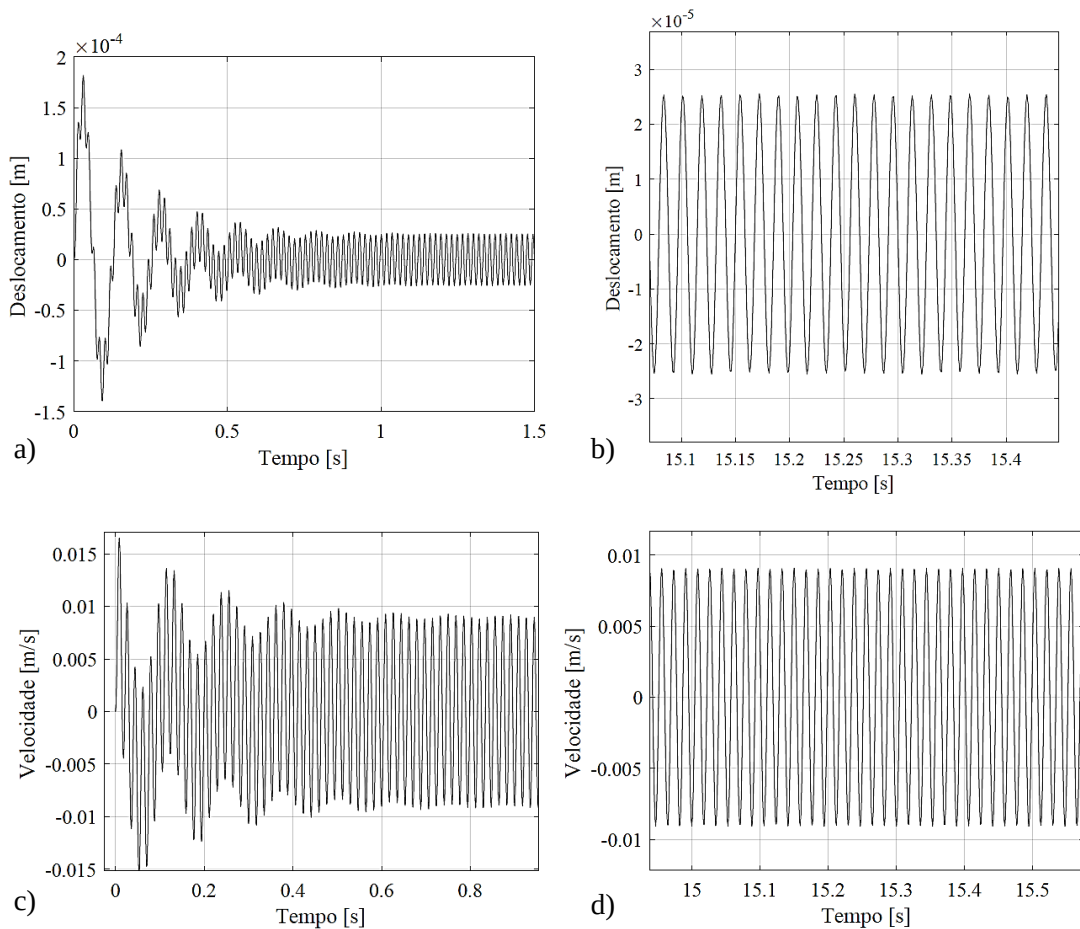


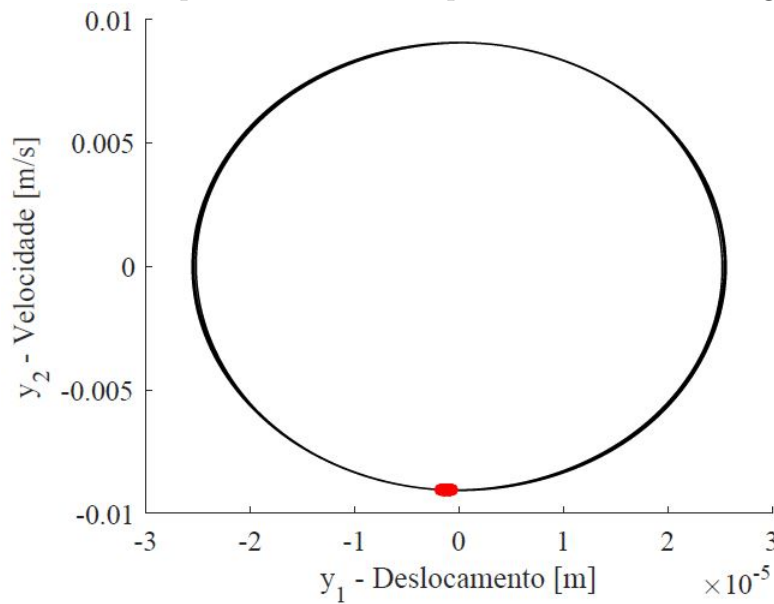
Figura 3.10: Ampliação do regime transiente e permanente: Regime transiente do deslocamento no tempo (a); Regime permanente do deslocamento no tempo (b) Regime transiente da velocidade no tempo (c) Regime permanente da velocidade no tempo (d)



Observando a Figura (3.9), percebe-se que o regime permanente se inicia por volta de 2 segundos. Já na Figura (3.10) é possível visualizar o regime transiente e permanente. Nota-se que, o regime transiente apresenta comportamento oscilatório uniforme até entrar no regime permanente, que apresenta características de um sistema de oscilação harmônica, devido ao seu funcionamento senoidal. O mesmo acontece para o histórico da velocidade.

Para análise da estabilidade do sistema, e sua periodicidade, fez-se o plano de fase com o mapa de *Poincaré*, apresentado na Figura (3.11).

Figura 3.11: Plano de Fase para sistema com equilíbrio dinâmico no regime permanente



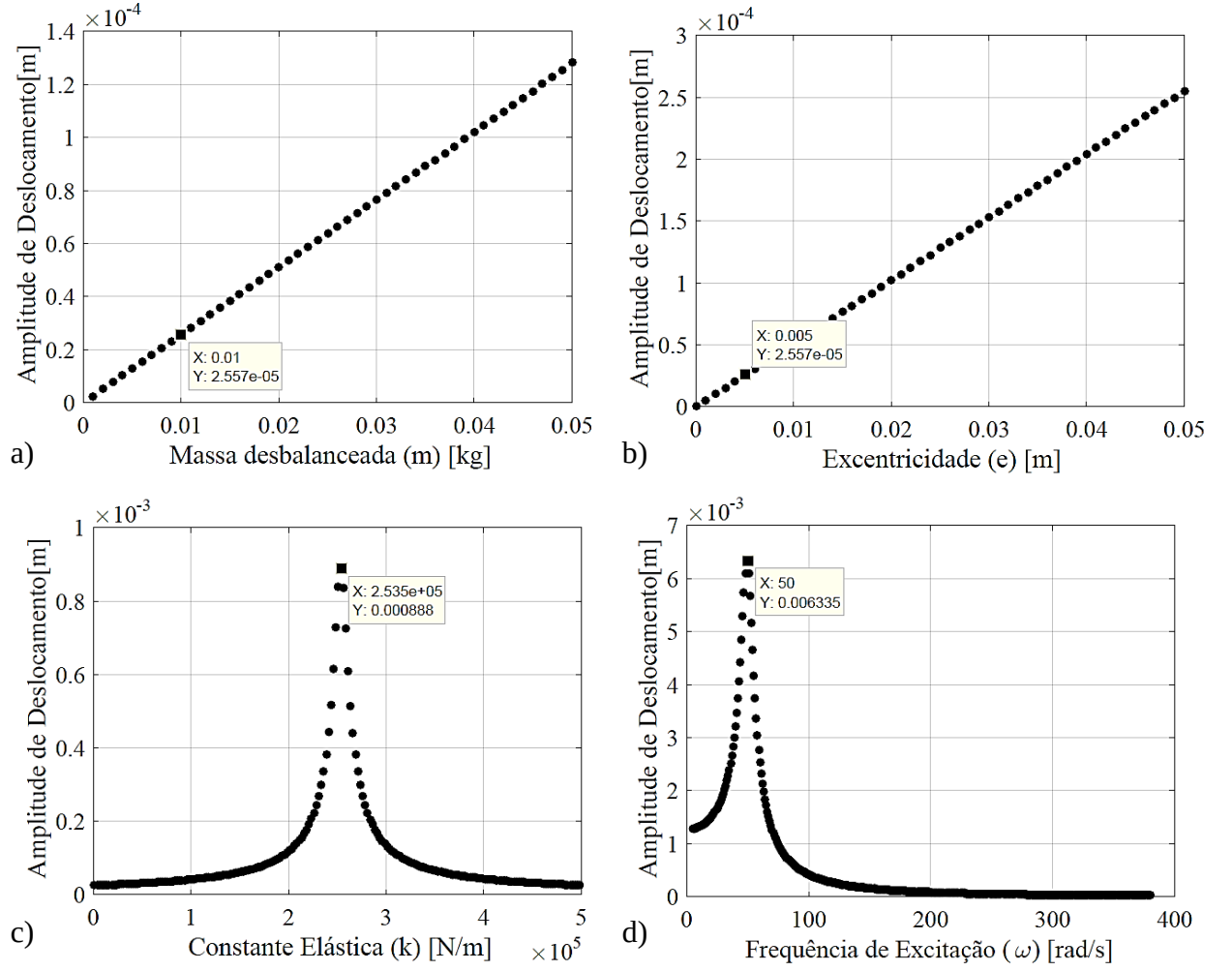
Nota-se na Figura (3.11) que o sistema é estável, e através dos pontos do mapa de *Poincaré*, pode-se observar que o sistema é periódico, com periodicidade 1, devido a uma única posição dos pontos, mostrando que os ciclos estão bem próximos um dos outros.

3.4.4 VARIAÇÕES PARAMÉTRICAS

Assim como no primeiro caso analisado (Sistema com Equilíbrio Estático), este caso também será realizada as variações paramétricas da massa desbalanceada, excentricidade, constante de rigidez e frequência de excitação, com o intuito de verificar a influência de cada parâmetro no sistema.

Na Figura (3.12) é apresentado o comportamento para as variações paramétricas do sistema.

Figura 3.12: Variações Paramétricas: Variação da constante de rigidez(a) ; Variação da frequência de excitação (b); Variação da massa. (c)



Nota-se ao analisar a Figura (3.12) que os parâmetros de massa desbalanceada e excentricidade, apresentam características semelhantes, ou seja, conforme o seu aumento, aumenta-se a amplitude de deslocamento, isso acontece de maneira linear. Já para o parâmetro constante de rigidez, ocorre um aumento da amplitude de deslocamento até o valor de 253500 N/m , onde tem-se o maior pico de amplitude e a partir daí ocorre o decaimento da amplitude de deslocamento.

A variação do parâmetro frequência de excitação (Figura 3.12d) também apresenta um alto pico de amplitude, o qual é explicado pelo efeito de ressonância do sistema, ou seja, para frequências de excitação próximas ou igual a frequência natural do sistema ($\omega = \omega_n$), a vibração é amplificada, podendo causar danos ou até mesmo o colapso do

sistema.

Rao (2009) cita que, a amplitude próxima à ressonância ($\omega = \omega_n$) é notavelmente afetada por amortecimento. Assim, se uma máquina tiver de funcionar próxima a ressonância, será necessário providenciar amortecimento com a finalidade expressa de evitar amplitudes perigosas.

CAPÍTULO 4

AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL

Neste capítulo é apresentada a avaliação experimental da vibração e do ruído no motocultivador. Os ensaios foram realizados no Laboratório de Máquinas Agrícolas, pertencente ao Departamento de Engenharia Mecânica na UNESP, sendo que os experimentos foram realizados em 2 diferentes dias, para maior confiança dos resultados. A partir destes ensaios, foi possível obter os níveis de vibração em mãos e braços do operador do motocultivador e também o ruído gerado por esse tipo de máquina, mostrando a magnitude do ruído e da vibração no corpo humano e identificando situações que se mostram críticas em relação à saúde dos operadores.

Inicialmente, será abordado o procedimento para realização do ensaio experimental, posteriormente, será abordada a metodologia utilizada para a análise e avaliação dos resultados obtidos.

4.1 PROCEDIMENTO PARA ENSAIO EXPERIMENTAL

Para a realização dos ensaios, utilizou-se um motocultivador com potência de 6,5 cv, motor a 3600 rpm, conforme pode ser observado na Figura (4.1). Acoplado ao motocultivador, foram utilizadas duas ferramentas agrícolas sendo elas: enxada rotativa e sulcador, apresentadas na Figura (4.2), e também o mesmo foi ensaiado sem a utilização de nenhuma ferramenta, apenas com seus pneus (rodado).

Figura 4.1: Motocultivador: Vista lateral (a); Vista traseira/frontal (b)



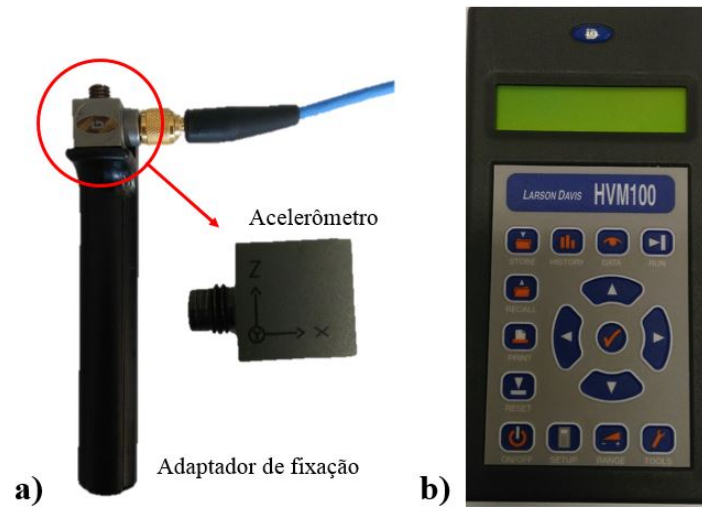
Figura 4.2: Ferramentas agrícolas: Enxada rotativa (a); Sulcador (b)



Para análise da vibração no sistema mãos e braços, utilizou-se um acelerômetro triaxial (x , y e z) (Figura (4.3)a), no primeiro ensaio, foi utilizado o sistema de aquisição de sinais modelo HVM 100, fabricado pela Larson Davis. O aparelho realiza leituras triaxiais simultâneas (Figura (4.3)b). Para a fixação do acelerômetro, utilizou-se o adaptador do tipo Barra (Figura (4.3)a), para o qual a norma ISO 5349 (2001) prevê a utilização e recomenda a posição de montagem sobre a empunhadura do equipamento.

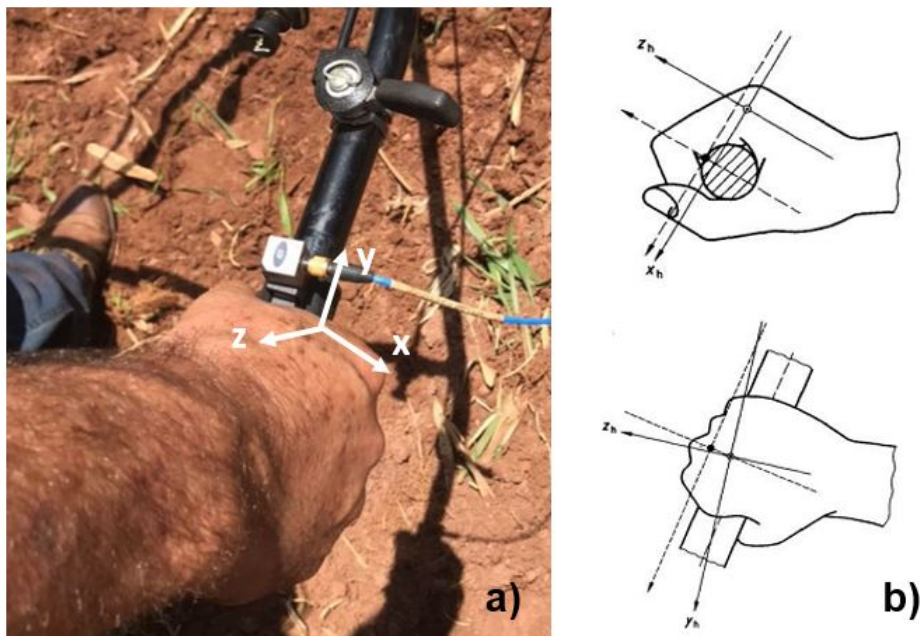
Posteriormente, a leitura dos dados foi realizada utilizando o *software* Blaze.

Figura 4.3: Acelerômetro fixado no adaptador tipo Barra (a); Equipamento de aquisição de sinais HVM 100 (b)



O acelerômetro foi fixado na empunhadura do motocultivador, seguindo a orientação dos eixos sugerida pela norma ISO 5349 (2001), conforme é observado na Figura (4.4).

Figura 4.4: Fixação do acelerômetro na empunhadura (a); Orientação dos eixos conforme ISO 5349 (2001) (b)



No segundo ensaio, foi utilizado o acelerômetro de modelo triaxial, série SEN041F, o qual foi acoplado no sistema de aquisição de sinais modelo HVM-200, fabricado também pela Larson Davis (Figura (4.5)), interligado via *bluetooth* a um *smartphone* com aplica-

tivo HVM 200 *Control App*, para controle do módulo de aquisição HVM 200. Utilizou-se o mesmo procedimento de fixação do acelerômetro na empunhadura, mostrado anteriormente. Posteriormente, a leitura dos dados foram realizadas utilizando o *software* G4.

Figura 4.5: Equipamento de aquisição de sinais (a); Acelerômetro fixado no adaptador tipo Barra (b)



Um operador qualificado na categoria, com massa de aproximadamente 82 kg, manuseou o motocultivador devidamente instrumentado. Todos os equipamentos de proteção individual e coletiva foram utilizados de forma a garantir a integridade física do operador e da equipe de apoio. O presente trabalho apresenta o Certificado de Apresentação para Apreciação Ética (CAAE) 87454818.4.0000.5663.

Utilizou-se a norma internacional ISO 5349 (2001), parte 1 e 2, que estabelecem os critérios para avaliação em ferramentas manuais. Juntamente com a ISO 5349 (2001), empregou-se a Directive European 2002/44/EC (2002) que estabelece o nível de ação e limite de exposição à vibração em mãos e braços em conjunto foi utilizado a Norma de Higiene Ocupacional NHO 10 (GIAMPAOLI; CUNHA, 2012), a qual apresenta procedimentos de avaliação da vibração em mãos e braços tendo como referência a ISO 5349 (2001).

Antes de iniciar os ensaios, foram coletadas amostras do solo para determinação do teor de umidade, o qual foi calculado pelo método da estufa, seguindo as orientações da norma NBR 6457 (1986).

Para as avaliações de ruído, utilizou-se um medidor integrador de uso pessoal (do-

símetro de ruído), da marca *Instrutherm* modelo *DOS – 600*, o qual foi fixado no trabalhador durante os ensaios de vibração. O equipamento foi calibrado e ajustado para atender aos parâmetros conforme disposto na Tabela (4.1).

Tabela 4.1: Parâmetros dosímetro	
Parâmetro	Ajuste
Circuito de ponderação	"A"
Circuito de resposta	"Slow"
Critério de referência	$85dB(A)$
Nível limiar de integração	$80dB(A)$
Incremento de duplicação de dose (q)	5

O microfone do dosímetro foi posicionado e fixado no ombro do operador, próximo a orelha direita, em uma posição capaz de fornecer dados representativos da exposição ocupacional diária, conforme procedimentos propostos pela NHO 01 (GIAMPAOLI; SAAD; CUNHA, 2001). Obedecendo aos critérios da Norma Regulamentadora NR 15 (NR 15, 2014).

Os ensaios foram realizados simulando uma atividade comum no campo para o agricultor familiar, ou seja, a preparação do solo com as ferramentas agrícolas enxada rotativa e sulcador. O local dos ensaios é mostrado na Figura (4.6).

Figura 4.6: Local de realização dos ensaios



Para a avaliação da aceleração de vibração e o nível de pressão sonora de ruído, foram consideradas 10 situações distintas, sendo variada: a rotação do motor (baixa, alta e rotação de trabalho), a condição do motocultivador (estático e dinâmico) e velocidade de deslocamento (marcha 1, marcha 2). Essas variações foram ensaiadas no motocultivador sem ferramenta agrícola, posteriormente com as ferramentas: enxada rotativa e sulcador. Na Tabela (4.2) é apresentado o resumo dos ensaios realizados.

Tabela 4.2: Condições estabelecidas para o experimento

Teste	Rotação	Marcha	Condição	Ferramenta
T_1	Baixa	-	Estático	Rodado
T_2	Alta	-	Estático	Rodado
T_3	Baixa	1	Dinâmico	Rodado
T_4	Alta	1	Dinâmico	Rodado
T_5	Baixa	2	Dinâmico	Rodado
T_6	Alta	2	Dinâmico	Rodado
T_7	Trabalho	1	Dinâmico	Enxada Rotativa
T_8	Trabalho	2	Dinâmico	Enxada Rotativa
T_9	Trabalho	1	Dinâmico	Sulcador
T_{10}	Trabalho	2	Dinâmico	Sulcador

Para cada condição, realizaram-se três repetições com duração de um minuto, totalizando em 30 ensaios, sendo que, o acelerômetro fornece 60 amostras por minuto (uma amostra em RMS (*root mean square*) a cada segundo), ou seja, a frequência de aquisição de dados foi determinada em $60Hz$. Desta forma, obteve-se um total de 180 amostras para cada teste realizado, cujos dados foram arquivados pelo módulo de aquisição de sinais. Para avaliação do ruído, o tempo de medição foi de aproximadamente 3 minutos para cada condição. Durante os ensaios, utilizando um tacômetro digital, modelo PET304 fabricado pela empresa ECHO, foram anotados os valores da rotação para cada situação ensaiada.

Foi delimitada uma área cujo comprimento foi de $30m$, e então foi cronometrado o tempo de deslocamento do motocultivador em cada situação dentro deste comprimento, com o propósito de calcular a velocidade de deslocamento para cada situação ensaiada.

Para a avaliação da vibração em frequência, foram utilizadas as condições de baixa e alta rotação, tanto para marcha 1, como marcha 2, em modo estático e dinâmico (em movimento), para a situação em que o motocultivador estava sem ferramenta agrícola, apenas com seu rodado. Na Tabela (4.3) é apresentado o resumo das condições ensaiadas

em frequência.

Tabela 4.3: Condições estabelecidas para o experimento

Teste	Rotação	Marcha	Condição
TF_1	Baixa	-	Estático
TF_2	Alta	-	Estático
TF_3	Baixa	1	Dinâmico
TF_4	Alta	1	Dinâmico
TF_5	Baixa	2	Dinâmico
TF_6	Alta	2	Dinâmico

Os equipamentos de aquisição de dados, HVM 100 e HVM 200, foram calibrados de acordo com o manual do fabricante. Configurou-se para operar no modo mãos e braços, com curva de ponderação Wh , fator de multiplicação 1,0 para eixos x, y e z, saída AC Ponderado, sem ganho e sensibilidade de acordo com a carta do fabricante. Após a realização dos ensaios de vibração, os dados foram transferidos para seus respectivos *softwares*, sendo, Blaze para os dados de aceleração de vibração, $G4$, os dados de frequência e $DOS - 600$ os dados de ruído. Posteriormente, utilizou-se uma planilha de cálculo para análise estatística e análise técnica de vibração e ruído.

4.2 METODOLOGIA

Após o procedimento experimental, foram realizadas as manipulações dos dados para as devidas considerações estatísticas, utilizando o software Microsoft Office Excel.

Para a análise estatística dos dados de aceleração de vibração, fez-se o boxplot para descrever importantes aspectos do conjunto de dados obtidos em campo, como por exemplo, a variabilidade e simetria dos dados. Também foi feito o gráfico de barras com as médias dos dados, para facilitar a comparação, análise e visualização das condições ensaiadas.

Posteriormente, fizeram-se as análises dos dados técnicos, utilizando como referência a Norma ISO 5349 (2001). Neste momento, foram utilizadas as medições da vibração em cada eixo separadamente e um vetor soma foi considerado no desenvolvimento dos

cálculos do nível de vibração em unidade de aceleração (m/s^2), para análise de aceleração de vibração. Utilizou-se o valor RMS ou valor eficaz, que é a raiz quadrada dos valores quadrados médios das acelerações. Este valor é a mais importante medida da amplitude, pois ela fornece a média da energia contida no movimento vibratório (XIMENES, 2006).

A aceleração normalizada para uma jornada de trabalho de 8 horas, are , descrita pela norma ISO 5349 (2001), pode ser calculada utilizando a Equação (2.13), mostrada na seção (2.8). Rearranjando a Equação (2.13), é possível calcular o tempo máximo de exposição do operador, em relação à vibração ocupacional, que é dado por:

$$T = \left(\frac{aren}{are} \right)^2 T_0 \quad (4.1)$$

Sendo: $aren$ aceleração normalizada para uma jornada de trabalho de 8 horas; are aceleração equivalente; T o tempo aceitável de exposição; e T_0 o tempo correspondente à duração de 8 horas em segundos (s).

A partir dos valores de are , fornecido pelo HVM 100, considerando os valores-limite de exposição e valores de exposição que desencadeiam a ação, propostos pela Directive European 2002/44/EC (2002), em conjunto com a Tabela (4.4) proposta por Giampaoli e Cunha (2012), apresentada também no Capítulo (2), a qual apresenta os valores de aceleração normalizada ($aren$) com as considerações técnicas e atuações recomendada, é possível encontrar o tempo limite de exposição para cada situação ensaiada.

Tabela 4.4: Critério de julgamento e tomada de decisão

$aren$ (m/s^2)	Consideração Técnica	Ação Recomendada
0 a 2,5	Aceitável	No mínimo manutenção da condição existente.
>2,5 a <3,5	Acima do nível de ação	No mínimo adoção de medidas preventivas.
3,5 a 5,0	Região de incerteza	Adoção de medidas preventivas corretivas visando à redução da exposição diária.
Acima de 5,0	Acima do limite de exposição	Adoção imediata de medidas corretivas.

Fonte: Adaptado de Giampaoli e Cunha (2012)

Para análise dos dados experimentais, foi calculado o tempo máximo de exposição considerando a aceleração normalizada, $aren$ igual a $2,5 m/s^2$, ou seja, o nível de ação . O valor utilizado para a aceleração equivalente, are , é a soma vetorial de x , y , z ,

conforme orientação das normativas: Directive European 2002/44/EC (2002) e NHO 10 (GIAMPAOLI; CUNHA, 2012).

Posteriormente, analisou-se os dados obtidos de frequência de vibração, os quais foram confrontados com os valores de frequência que é prejudicial ao corpo humano, considerando autores como: Gerges (2005), Rao (2009) e outras referências apresentadas na seção (2.5.2), analisando a sua influência e transmissibilidade ao corpo humano.

Para a avaliação do ruído, os dados obtidos durante o ensaio, foram confrontados com os limites de tolerância para ruído, proposto pela Norma Regulamentadora NR 15, tais limites são apresentados na Tabela (4.5) e os valores de dose diária foram confrontados com os critérios de julgamento propostos pela NHO 01 (GIAMPAOLI; SAAD; CUNHA, 2001), apresentados na Tabela (4.5).

Tabela 4.5: Critério de julgamento e tomada de decisão

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

Fonte: Adaptado de NR 15 (2014)

CAPÍTULO 5

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos nos ensaios experimentais, onde está dividido por seções de análise de vibração e ruído. Sendo que, os resultados da vibração foram analisados de acordo com a ISO 5349 (2001), e calculou-se o tempo de exposição à vibração de acordo com o que preconiza a Directive European 2002/44/EC (2002). Além disso, foram realizados os gráficos de intensidade média das acelerações por frequência, comparando e avaliando de acordo com as referências citadas no trabalho. Para a avaliação do ruído, comparou-se os resultados obtidos com a Norma Regulamentadora NR 15 (2014).

5.1 VIBRAÇÃO

Para todas os ensaios realizados, foram mensuradas as rotações de trabalho e calculada a velocidade de deslocamento, as quais podem ser observadas na Tabela (5.1) que apresenta o valor médio da velocidade para cada situação.

Tabela 5.1: Velocidades mensuradas durante ensaios

Teste	Rotação (rpm)	Frequência (Hz)	Marcha	Vel. de desloc. (m/s)	Condição	Ferramenta
T_1	1450,00	24,17	-	-	Estático	Pneu
T_2	3536,67	58,94	-	-	Estático	Pneu
T_3	1560,00	26,00	1	0,98	Dinâmico	Pneu
T_4	3143,33	52,39	1	1,56	Dinâmico	Pneu
T_5	1923,33	32,05	2	1,04	Dinâmico	Pneu
T_6	3220,00	53,67	2	1,52	Dinâmico	Pneu
T_7	3296,67	54,94	1	1,58	Dinâmico	Enxada Rotativa
T_8	3430,00	57,17	2	1,07	Dinâmico	Enxada Rotativa
T_9	3536,67	58,94	1	0,74	Dinâmico	Sulcador
T_{10}	3340,00	55,67	2	0,78	Dinâmico	Sulcador

Os valores obtidos do teor de umidade do solo são apresentados na Tabela (5.2), as amostras foram classificadas como areia fina pouco argilosa, marrom escuro com matéria orgânica.

Tabela 5.2: Teor de Umidade do solo	
Amostra	Teor de umidade médio por amostra (%)
1	5,0
2	8,9
3	9,8
4	9,4
Média	8,3

Das quatro amostras coletadas para cálculo do teor de umidade, três delas apresentaram valores próximo, enquanto que uma das amostras apresentou teor de umidade bem menor, conforme pode-se observar na Tabela (5.2). Procurou-se coletar as amostras em diferentes trechos utilizados durante o ensaio, afim de obter valores que transparecessem o teor de umidade real do solo.

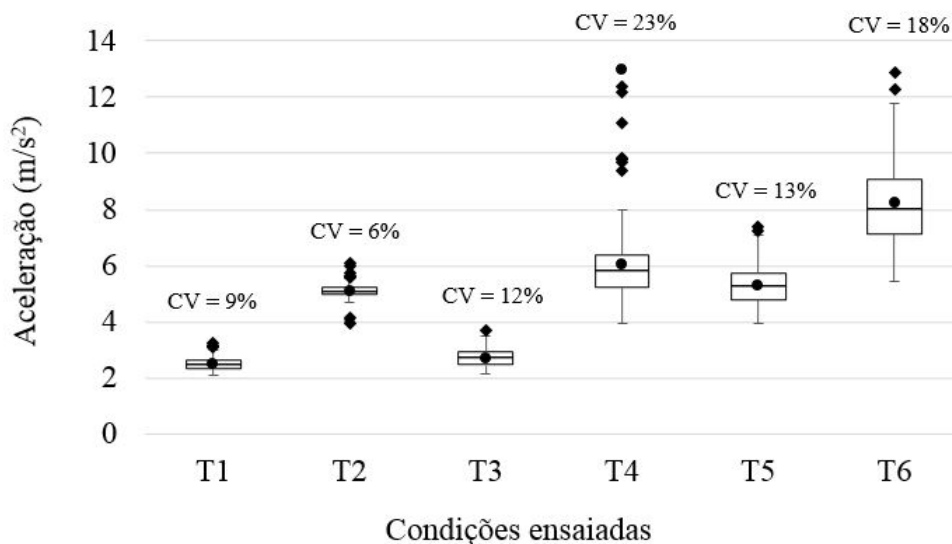
As análises da transmissão de vibração aos membros mãos e braços foram realizadas

de maneira a comparar o comportamento de cada ferramenta agrícola em relação a sua velocidade de deslocamento, e também o comportamento do motocultivador sem o uso de ferramentas. Posteriormente, fez-se um estudo comparativo entre todas as condições ensaiadas, a fim de relacionar o comportamento entre as ferramentas e gerar hipóteses para os resultados encontrados.

5.1.1 MOTOCULTIVADOR SEM FERRAMENTA AGRÍCOLA

Para o motocultivador sem ferramenta agrícola, apenas com os pneus, foram realizados 6 diferentes ensaios, conforme já descrito no Capítulo anterior. Primeiramente, foi realizada uma análise estatística dos dados, a qual pode ser visualizada na Figura (5.1).

Figura 5.1: Análise de dispersão dos ensaios para o motocultivador sem o acoplamento de ferramenta agrícola



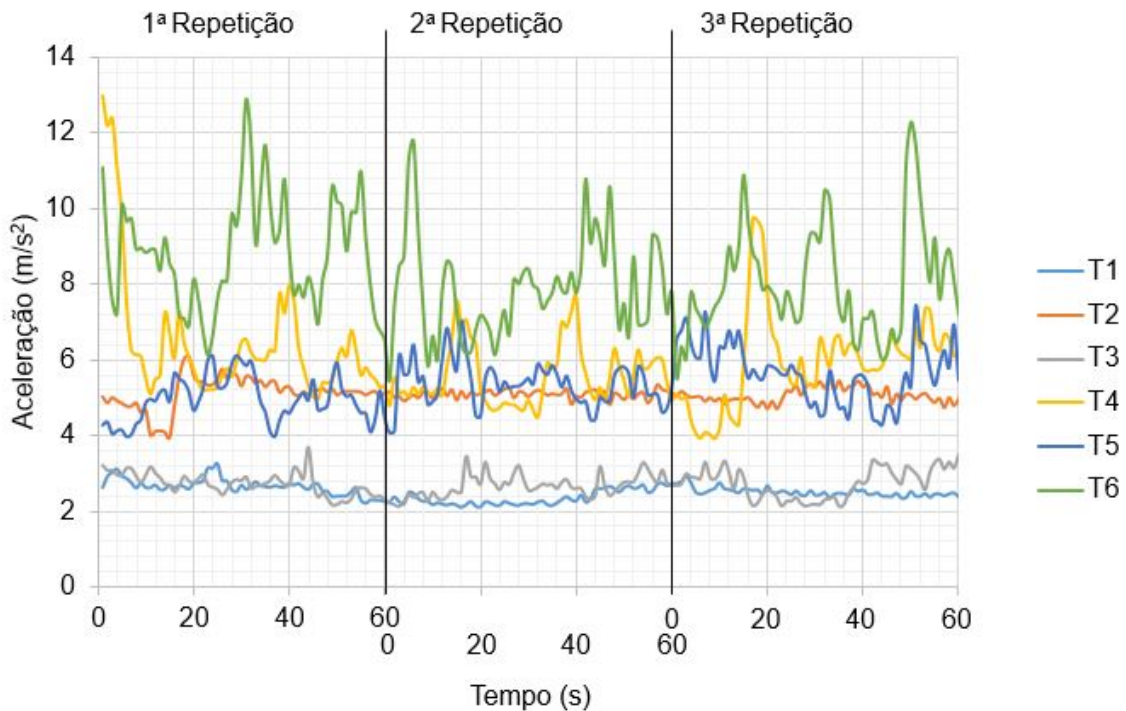
Nota-se que, os testes que apresentam menor dispersão de dados são: T_2 , T_1 e T_3 . Estes representam os ensaios de baixa rotação estático, alta rotação estático e baixa rotação na marcha 1 em movimento, respectivamente. O testes que apresentaram maior variabilidade de dados foram: T_4 , T_5 e T_6 (alta rotação na marcha 1 em movimento, baixa rotação na marcha 2 em movimento e alta rotação na marcha 2 em movimento, respectivamente). O ensaio realizado em T_4 apresentou grande número de *outliers* apresentando um coeficiente de variação (CV) de 23%. Essa grande quantidade de *outliers* se deve à condição de movimento durante o solo, por apresentar-se irregular e pelo impacto entre pedras, matos, galhos, no decorrer do seu movimento e devido a diferença

de velocidades entre os ensaios dinâmicos.

Correia (2003) cita que, uma distribuição têm baixa dispersão quando $CV \leq 15\%$, média dispersão quando $15\% < CV < 30\%$ e alta dispersão quando $CV \geq 30\%$. Desta forma, pode-se afirmar, a partir da Figura (5.1) que, as amostras dos testes T_1 , T_2 , T_3 e T_5 apresentam baixa dispersão dos dados, enquanto que, os ensaios T_4 , T_6 apresentam média dispersão dos dados.

Na Figura (5.2) é apresentado o histórico das acelerações de vibração no tempo, onde é mostrado o comportamento característico de cada ensaio realizado.

Figura 5.2: Comportamento instantâneo das condições ensaiadas no motocultivador sem acoplamento de ferramentas agrícolas



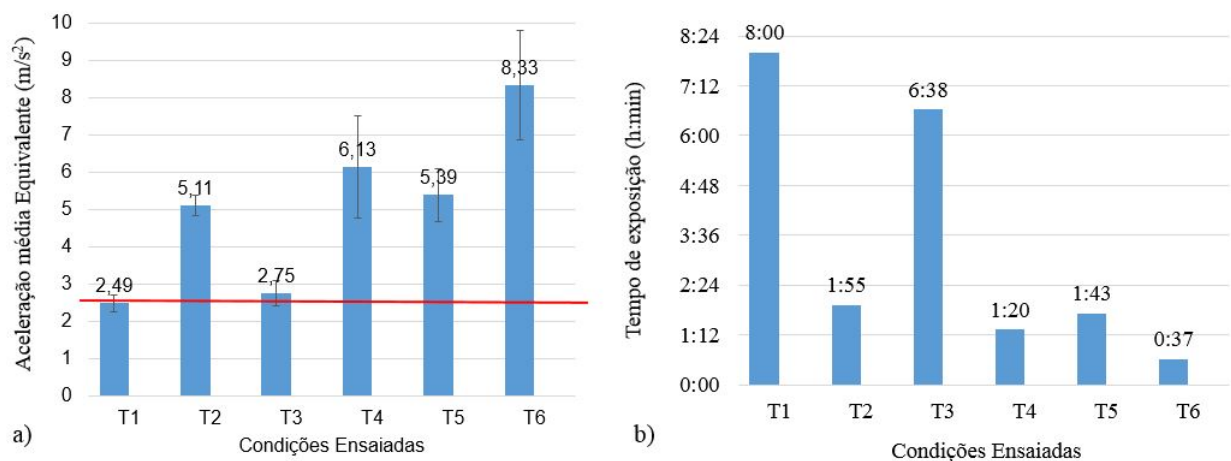
Observando a Figura (5.2) pode-se afirmar que o Teste T_6 apresentou média dispersão devido a grande quantidade de picos e vales no decorrer do ensaio, o que é explicado pelo fato do movimento e da velocidade do motocultivador ao longo do ensaio influenciarem na variabilidade dos dados. O teste T_4 também apresenta um comportamento com maior oscilação da magnitude de aceleração, indicando novamente, a mesma situação descrita para o teste T_6 , isso ocorre pois a velocidade angular para as condições T_4 e T_6 são muito próximas ($52,39H_z$ e $53,67H_z$, respectivamente) e em função da veloci-

dade e irregularidades do solo, faz com que o guidão, onde está fixado o acelerômetro, tenha deslocamentos mais bruscos. Outra hipótese, é que possivelmente os valores são próximos a frequência natural do sistema, amplificando a vibração e consequentemente apresentando maior número de picos e vales.

Através da Figura (5.2), nota-se que, as situações que apresentaram maiores níveis de vibração, foram quando o motocultivador encontrava-se em movimento, sendo que, em alta rotação, apresentaram valores superiores à baixa rotação, independente da marcha.

Na Figura (5.3a) é apresentada a aceleração média resultante para as condições ensaiadas, e na Figura (5.3b) é apresentado o tempo limite de exposição, calculado conforme a ISO 5349 (2001) e Diretiva Europeia Directive European 2002/44/EC (2002).

Figura 5.3: Motocultivador sem ferramenta agrícola: Aceleração média equivalente das condições ensaiadas (a), Tempo limite de exposição (b)



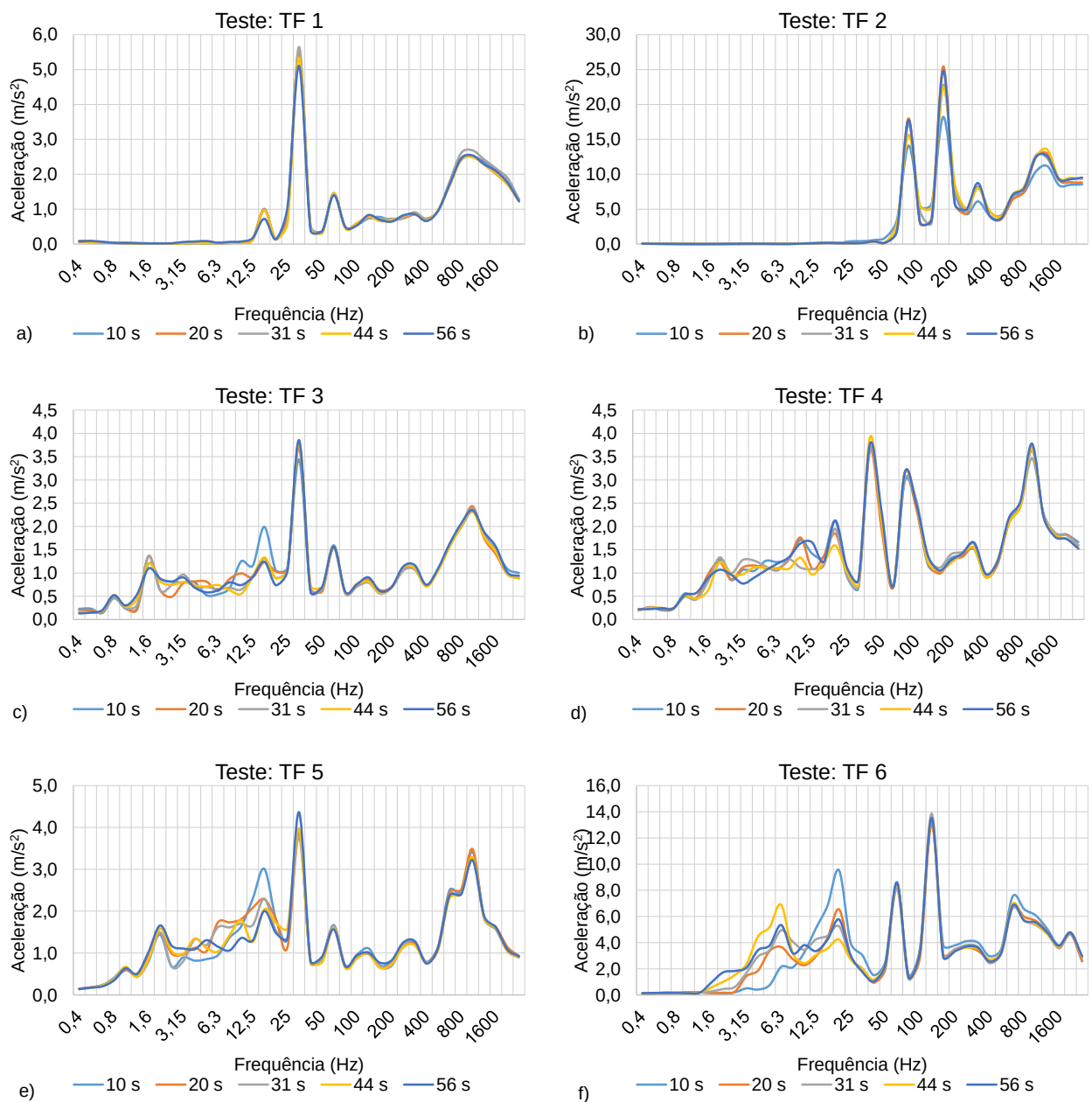
Para as situações de baixa rotação em movimento, testes T_3 e T_5 , foi observado uma diferença de aproximadamente 51% no valor de vibração. O ensaio T_3 apresenta velocidade de deslocamento de $0,98m/s$, e o ensaio T_5 apresenta velocidade de deslocamento de $1,56m/s$, mostrando que, para a situação em que o motocultivador encontra-se sem ferramenta agrícola, apenas com os pneus, a velocidade de deslocamento (marcha 1, marcha 2) apresenta influência no nível de vibração, elevando-a conforme o seu aumento.

Analisando a Figura (5.3a), para os valores de *are* medidos nos testes, apenas a situação T_1 está entrando no nível de ação, em todas as outras situações, o valor de *are* ultrapassa o nível aceitável, estando acima do nível de ação de $2,5 m/s^2$ recomendado pelas normas (linha vermelha). Ao calcular o tempo de exposição, mostrado na Figura (5.3b),

percebe-se que as piores situações, na ordem crescente são: $T_6 < T_4 < T_5 < T_2 < T_3$, e o teste T_1 não apresenta prejuízos a saúde do operador, visto que seu tempo de exposição está no limite para uma jornada de 8h de trabalho.

Após a análise das acelerações de vibração, apresentando o histórico aceleração-tempo para o domínio da frequência, obteve-se os gráficos de intensidade média das acelerações por frequência (Figura (5.4)), onde é possível identificar quais foram as frequências que obtiveram maior aceleração, e desta forma, as mais prejudiciais.

Figura 5.4: Intensidade média das acelerações por frequência: Teste TF_1 (a), Teste TF_2 (b), Teste TF_3 (c), Teste TF_4 (d), Teste TF_5 (e), Teste TF_6 (f)



Baseado nos resultados apresentados na Figura (5.4), é possível notar em qual

frequência está concentrada a energia do sistema, assim, a intensidade média das acelerações por frequência pode ser facilmente analisada de maneira a evidenciar as possíveis causas de vibrações excessivas do sistema (RAO, 2009).

Nota-se que nos testes TF_1 , TF_3 e TF_5 a energia encontra-se ao redor das frequências entre 25 e 50 Hz, enquanto que, nos testes TF_2 e TF_6 a concentração de energia se dá entre 100 e 200 Hz, para o teste TF_4 , há dois picos mostrando duas faixas importantes de frequências, entre 25 a 50 Hz e entre 800 a 1600 Hz.

Sabe-se que o corpo humano apresenta maior sensibilidade na faixa de frequência de 1 a 80 Hz (GERGES, 2000). Além disso, a ISO 5349 (2001) apresenta uma relação, mostrada na Figura (2.13), que traz uma curva de ponderação em frequência, onde tem-se que as faixas de frequência entre 6 a 31,5 Hz possuem fator de ponderação igual ou próximo a 1, mostrando-se mais prejudiciais a saúde do operador.

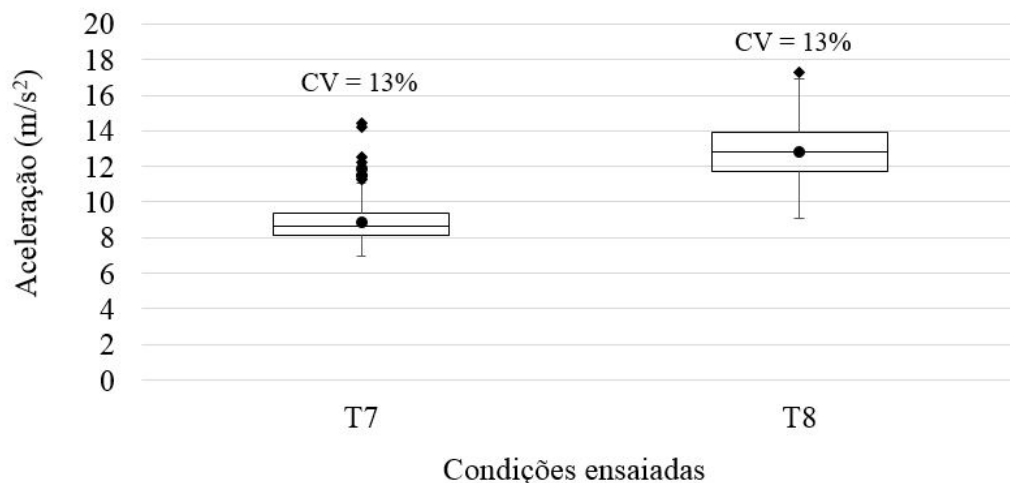
Desta forma, têm-se que os testes TF_1 , TF_3 , T_4 e TF_5 tem suas concentrações de energia nessa faixa de frequência, expondo o operador a grandes riscos de saúde ocupacional, segundo a norma NHO 10 (GIAMPAOLI; CUNHA, 2012). Observa-se ainda que, em baixa rotação, a concentração de energia se dá na faixa de frequência prejudicial ao operador, enquanto que em alta rotação, o sistema trabalha com altas frequências, trazendo a hipótese de que, em altas rotações, a frequência de vibração é tal que, não prejudica a saúde ocupacional do operador, entretanto, para baixas rotações, há riscos de trazer malefícios à sua saúde.

5.1.2 MOTOCULTIVADOR COM ENXADA ROTATIVA

Para o motocultivador com acoplamento da enxada rotativa, foram realizados os ensaios na rotação de trabalho, tanto para a primeira marcha, como para a segunda marcha. Na Figura (5.5) pode-se analisar o comportamento estatístico de cada teste realizado.

Nota-se que o ensaio T_8 exibe um comportamento com maior dispersão, comparado ao ensaio T_7 , enquanto que o ensaio T_7 apresenta maior quantidade de *outliers* em relação ao ensaio T_8 . Desta forma, percebe-se que, para a situação em que a velocidade angular é maior, há maior variabilidade dos dados.

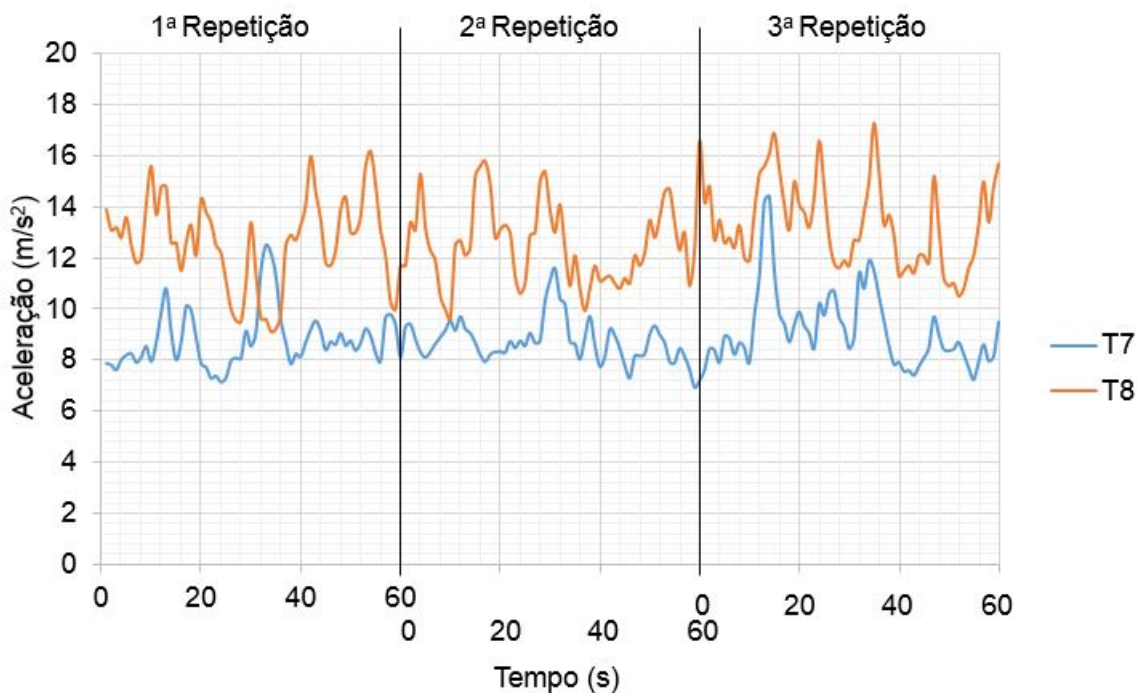
Figura 5.5: Análise de dispersão dos ensaios para o motocultivador com enxada rotativa



Pode-se afirmar que os dados apresentaram baixa dispersão, pelo CV ser menor que 15% (CORREIA, 2003).

Para melhor entendimento e visualização do comportamento das condições ensaiadas com a ferramenta agrícola enxada rotativa, a Figura (5.6) apresenta o histórico de acelerações no tempo.

Figura 5.6: Comportamento instantâneo das condições ensaiadas com a ferramenta enxada rotativa

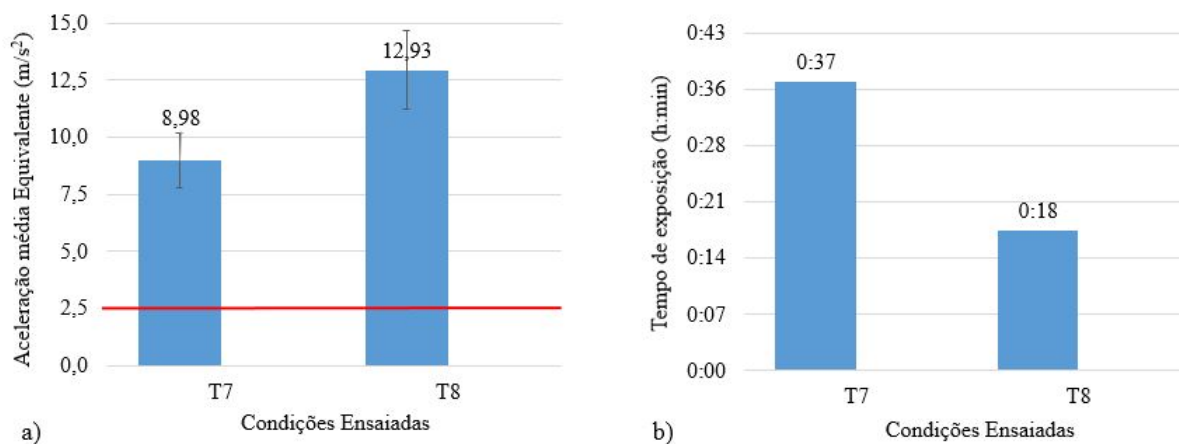


A partir da Figura (5.6), percebe-se que, os ensaios mantiveram um comportamento padrão em relação as repetições, apresentando sempre uma grande quantidade de picos e

vales. Isso ocorreu para ambos ensaios, os quais, inclusive, apresentam comportamento correlativo, tendo como diferença a localização da curva que, sendo que o ensaio T_7 apresentou menor magnitude do que o ensaio T_8 .

Conforme a ISO 5349 (2001) e Directive European 2002/44/EC (2002), calculou-se o tempo de exposição para identificar qual o limite máximo permitido para uma jornada de trabalho, visando a saúde ocupacional do operador. Na Figura (5.7) é apresentada as acelerações média de vibração (are) em comparação com o nível de ação proposto pela norma (linha vermelha) e o tempo de exposição calculado.

Figura 5.7: Motocultivador com ferramenta agrícola: Aceleração média equivalente das condições ensaiadas (a), Tempo limite de exposição (b)



Os testes com a ferramenta agrícola enxada rotativa apresentaram valores de aceleração de vibração bem acima do recomendado pela ISO 5349 (2001). Tanto para a primeira marcha, como para a segunda. Sendo que, para o teste T_7 comparado ao nível de ação, se mostrou 3,59 vezes maior que o valor referência de 2,5 m/s^2 e para o teste T_8 , esse valor é 5,15 vezes maior, sendo necessário tomar adoção imediata de medidas corretivas de maneira a evitar prejuízos a saúde ocupacional do operador, conforme é mostrado na Figura (5.7a).

Para o teste T_7 o tempo máximo de exposição é de 37 minutos e para o teste T_8 esse valor reduz para 18 minutos. Vale ressaltar que, os valores do limite de exposição, são estimados considerando que o operador passará a jornada de trabalho efetuando tarefas com as características analisadas neste ensaio.

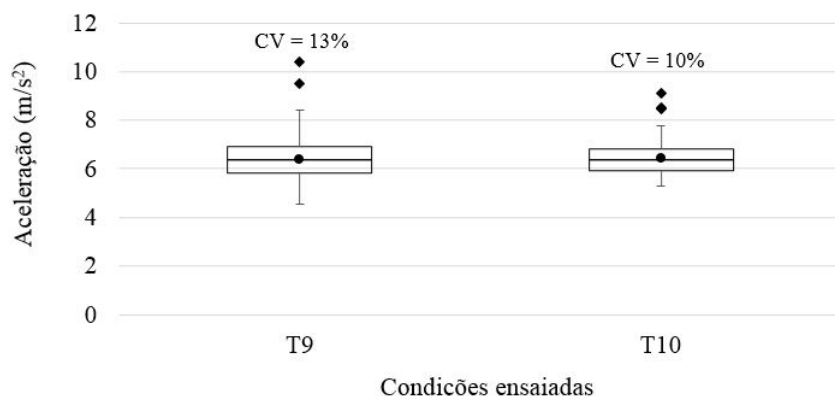
Nota-se também que, com a mudança da velocidade angular, aumenta-se a magni-

tude da aceleração de vibração e, para a ferramenta enxada rotativa, a velocidade de deslocamento reduz com o aumento da velocidade angular. Para o ensaio T_7 tem-se uma velocidade de deslocamento de $1,58m/s$ enquanto que o ensaio T_8 apresentou uma velocidade de deslocamento de $1,07m/s$ (Tabela (5.1)). Isso mostrou a hipótese de que, o aumento da rotação utilizada no processo, aumenta a eficiência da ferramenta, fazendo com que seu movimento no solo tenha maior contato, reduzindo a velocidade de deslocamento durante esta atividade.

5.1.3 MOTOCULTIVADOR COM SULCADOR

Através da Figura (5.8) pode-se analisar o comportamento dos ensaios realizados com o sulcador. Observa-se que, os testes apresentaram pouca dispersão de dados, com poucos *outliers*, apresentando um comportamento bastante semelhante ao compara-los entre si.

Figura 5.8: Análise de dispersão dos ensaios para o motocultivador com sulcador



Pode-se notar que os ensaios apresentaram baixa dispersão de dados ($CV < 15\%$) (CORREIA, 2003), os valores da aceleração *aren* para os testes T_9 e T_{10} são bastante semelhantes.

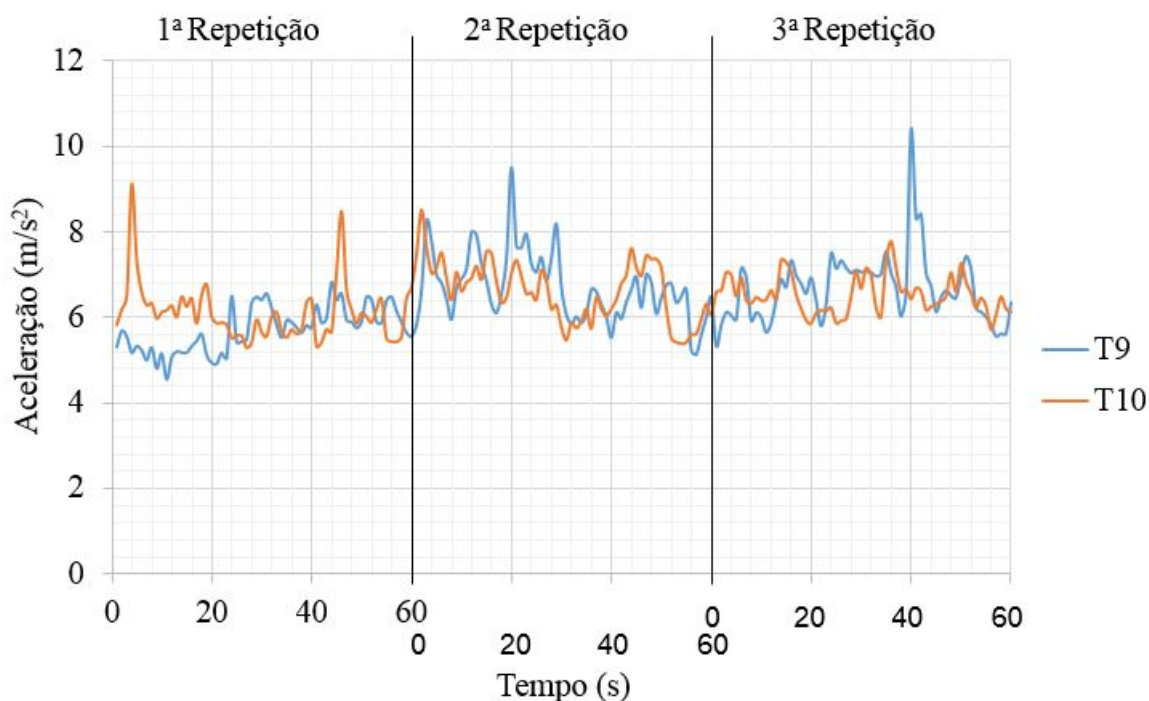
Percebe-se que os ensaios realizados com a ferramenta agrícola sulcador apresentaram características diferentes dos outros ensaios que, com o aumento da velocidade de deslocamento, aumentavam a aceleração de vibração. Fato este, que não ocorre para os ensaios apresentados nessa seção.

A ferramenta agrícola denominada sulcador, é utilizada após o solo já ter sido preparado ou seja, a terra já está arada e uniforme, pronta para ser aberto os sulcos de

plantio. Desta forma, ao abrir os sulcos, o sulcador demanda de uma força maior para reagir à massa de terra que vai sendo empurrada durante sua operação. Por este motivo, a velocidade de deslocamento na primeira marcha e na segunda marcha tem valores muito próximos e consequentemente, apresentaram aceleração de vibração com valores similares.

Para melhor entendimento e visualização do comportamento das condições ensaiadas com a ferramenta agrícola sulcador, a Figura (5.9) apresenta o histórico de acelerações no tempo.

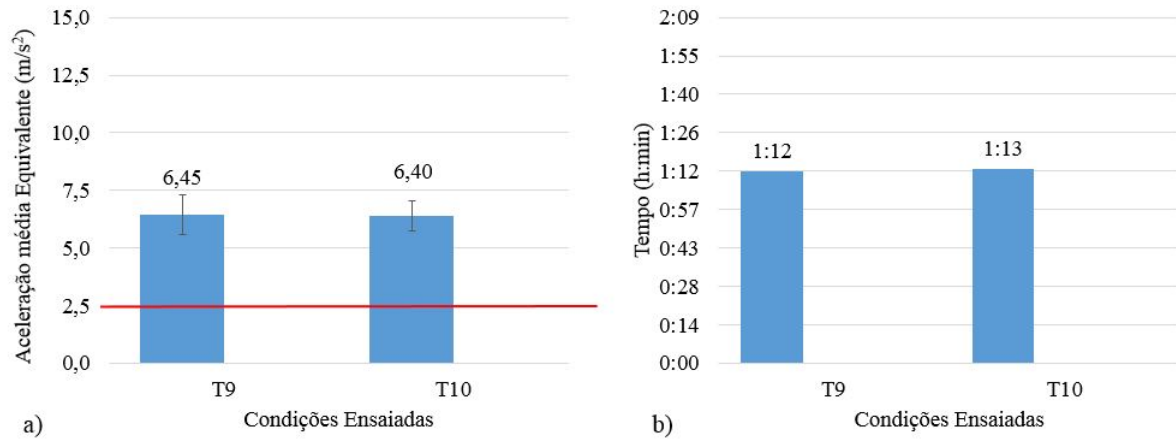
Figura 5.9: Comportamento instantâneo das condições ensaiadas com a ferramenta sulcador



Percebe-se que os ensaios apresentaram comportamento gráfico semelhantes, e magnitude de aceleração muito próximas. O ensaio T_9 (rotação de trabalho na primeira marcha), apresentou alguns picos fora do padrão das repetições. Esses picos se devem à dificuldade que a ferramenta encontrava ao longo de seu trabalho, com pedras ou solo rígido, dificultando a realização da tarefa, e exigindo a aceleração do motocultivador, causando os picos de alta magnitude apresentados na Figura (5.9).

Na Figura (5.10) é apresentada a aceleração média resultante para as condições ensaiadas e o tempo limite de exposição, calculado conforme a ISO 5349 (2001) e Diretiva Europeia Directive European 2002/44/EC (2002).

Figura 5.10: Motocultivador com ferramenta agrícola sulcador: Aceleração média equivalente das condições ensaiadas (a), Tempo limite de exposição (b)



Nota-se que os valores de aceleração $aren$ para os testes T_9 e T_{10} são bastante semelhantes, assim como o tempo de exposição e seus valores ultrapassam o valor recomendado de $2,5m/s^2$ para aceleração, e o tempo limite de exposição, para ambas situações, é de aproximadamente $1h12min$, para uma jornada de 8 horas de trabalho, podendo trazer prejuízos à saúde ocupacional do operador deste maquinário.

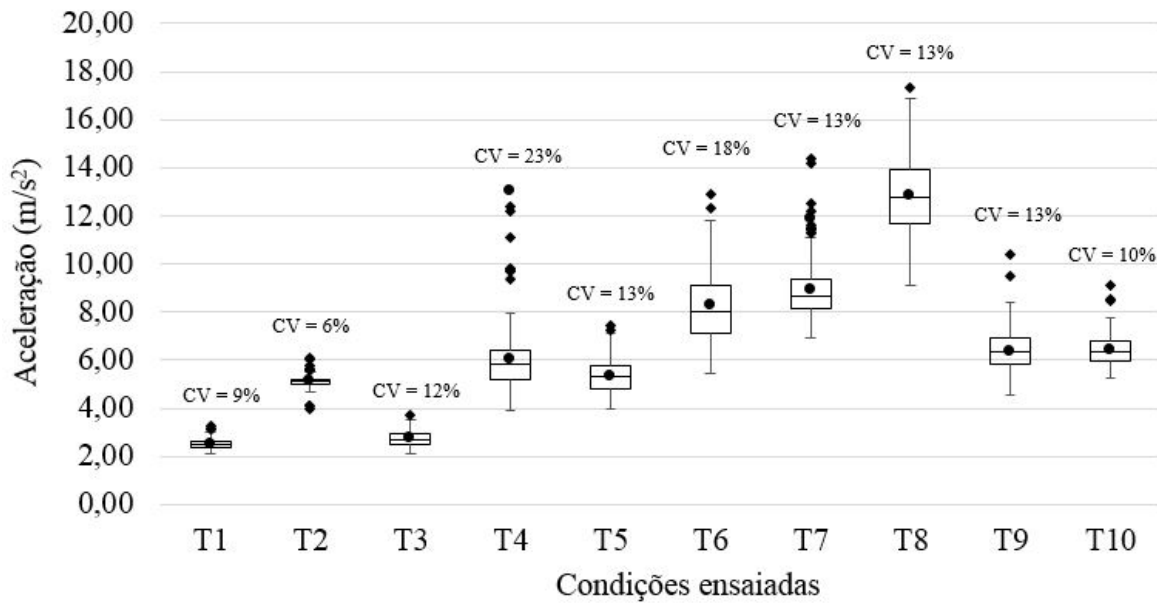
5.1.4 COMPARATIVO ENTRE AS CONDIÇÕES ENSAIADAS

Foi realizado um comparativo entre as condições ensaiadas, para entender o comportamento dos parâmetros (ferramenta agrícola, velocidade angular e velocidade de deslocamento) e justificar-se as vibrações obtidas com as respectivas características.

Na Figura (5.11) é apresentado o gráfico *boxplot*, onde é possível analisar o comportamento estatístico das condições ensaiadas.

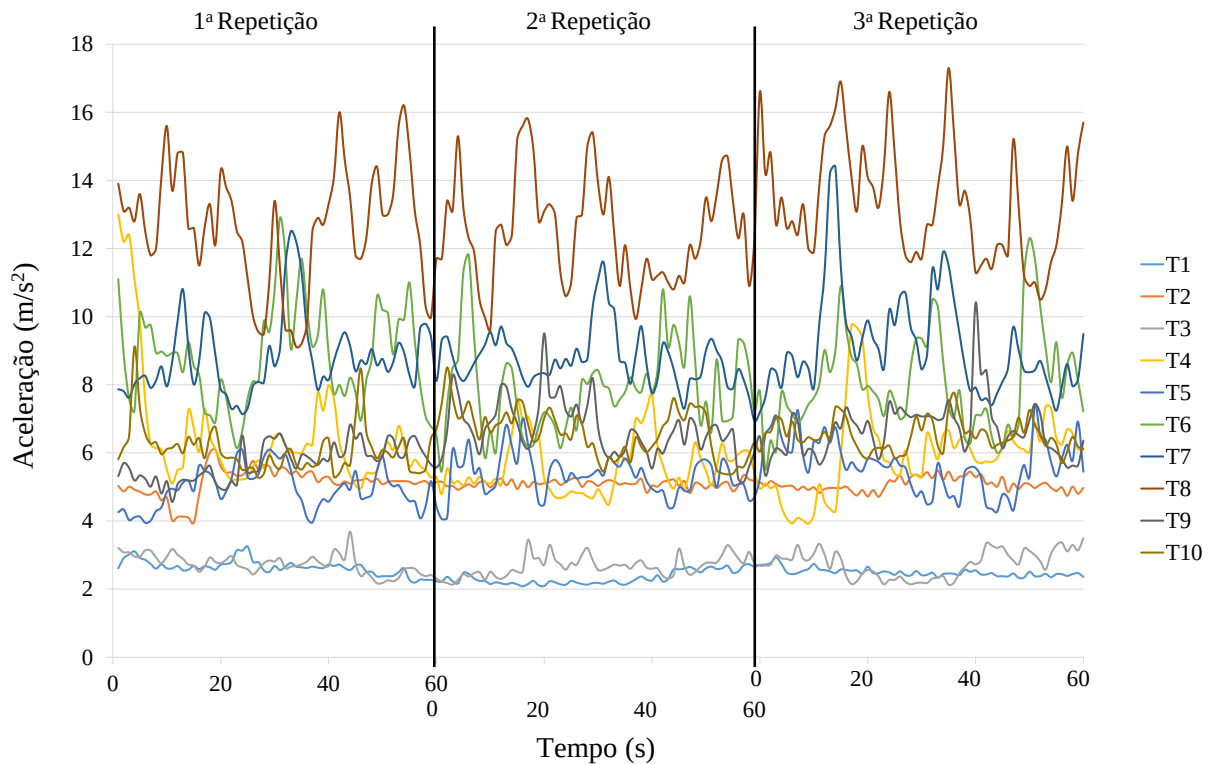
Nota-se que os testes T_1 , T_2 , T_3 apresentam pouca variabilidade dos dados, comparado aos outros ensaios, seguido dos ensaios T_4 , T_5 , T_7 , T_9 e T_{10} , que apresentam média variabilidade e por último, os testes T_6 e T_8 que apresentam alta variabilidade.

Figura 5.11: Análise de dispersão dos ensaios realizados



A Figura (5.12) apresenta o comportamento da vibração de todos os ensaios ao longo do tempo, onde pode-se visualizar e comparar o histórico das acelerações no tempo.

Figura 5.12: Comportamento instantâneo de todas as condições ensaiadas

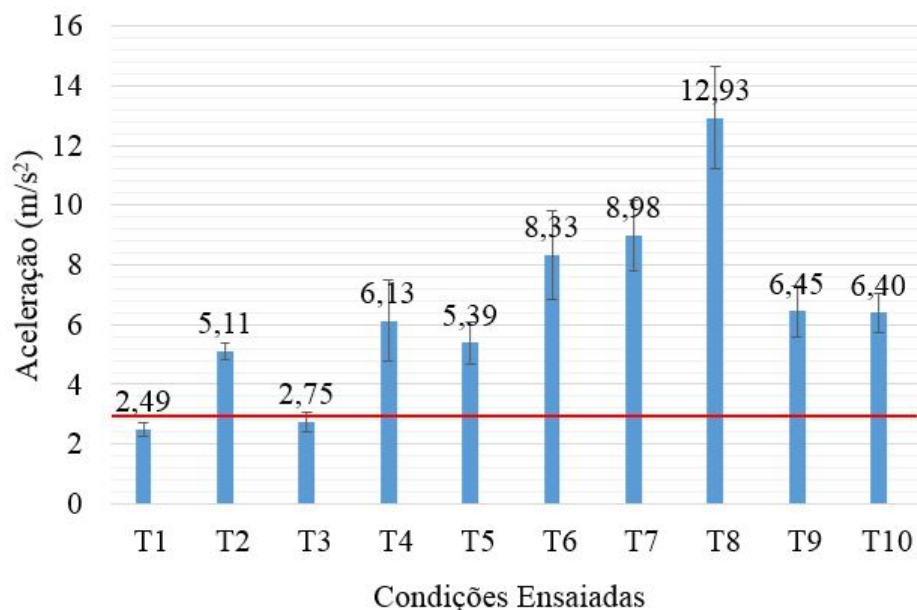


Percebe-se que, os ensaios T_1 (motocultivador em baixa rotação estático) e T_3 (mo-

motocultivador em baixa rotação, na primeira marcha, em movimento) apresentam menor nível de vibração. O ensaio que mais se destaca, pela grande amplitude de picos e vales, e por apresentar maior nível de vibração, é o ensaio T_8 , o qual descreve a situação em alta rotação na segunda marcha com a ferramenta agrícola enxada rotativa.

A média das acelerações ($aren$) dos ensaios é apresentada na Figura (5.13).

Figura 5.13: Aceleração ($aren$) média de todos os ensaios

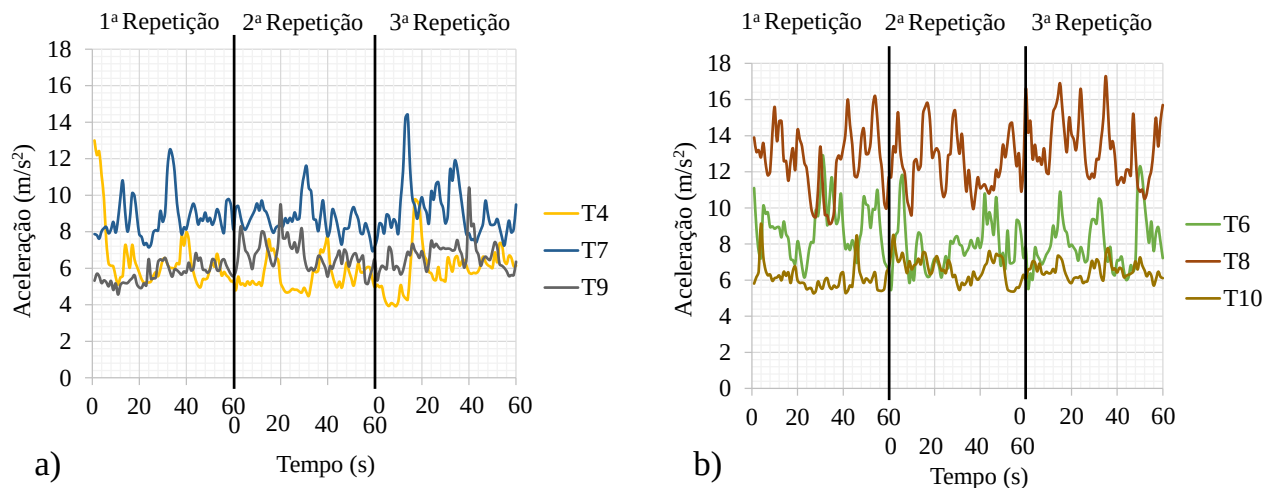


Observando a Figura (5.13) tem-se que as acelerações de vibração seguiram a seguinte ordem crescente: $T_1 < T_3 < T_2 < T_5 < T_4 < T_{10} < T_9 < T_6 < T_7 < T_8$. Em relação a ferramenta agrícola, os níveis de vibração foram superiores na enxada rotativa, seguida do sulcador e rodado.

Para analisar o comportamento do parâmetro velocidade de deslocamento, fez-se os gráficos da aceleração de vibração no tempo, separando por primeira marcha (Figura (5.14)a) e segunda marcha (Figura (5.14)b).

Analisando as curvas na Figura (5.14) nota-se que para a primeira marcha, a magnitude das acelerações são menores que para a segunda marcha, ou seja, com o aumento da velocidade de deslocamento, aumenta-se a aceleração de vibração. Ainda, percebe-se que, o comportamento gráfico dos ensaios na segunda marcha (testes T_6 , T_8 , T_{10}) apresentam picos de maior amplitude. Tais picos são explicados pela particularidade de cada ferramenta acoplada no motocultivador, sendo que, o rodado, atua como elemento elástico, amplificando a vibração. Enquanto que, o sulcador, por realizar sua tarefa em

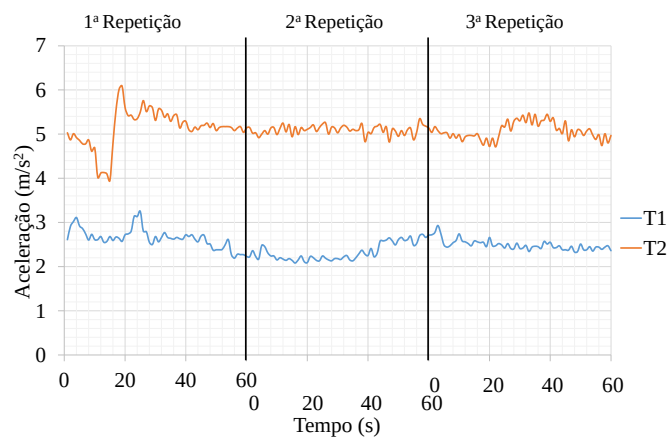
Figura 5.14: Comportamento dos ensaios no tempo: Condições primeira marcha (a), condições segunda marcha (b)



conjunto com o solo, tem a absorção de parte da vibração pela terra, que atua como amortecedor. Já na ferramenta enxada rotativa, a vibração é amplificada devido aos impactos das suas partes rígidas girantes sobre o solo.

Na Figura (5.15) é apresentado os ensaios com o motocultivador estático, onde a fonte de vibração é exclusivamente do motor.

Figura 5.15: Comportamento ensaio estático

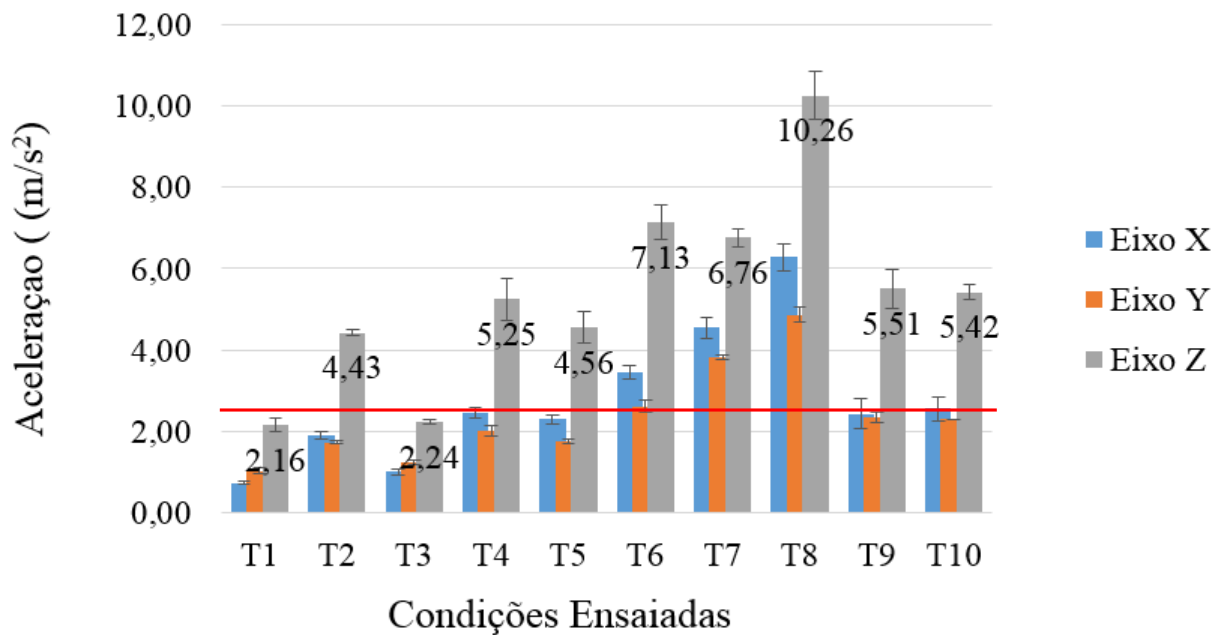


Para o ensaio estático, o comportamento gráfico se dá devido a fonte motora. Ou seja, os testes apresentam magnitude de vibração diferentes, devido a rotação em cada situação. Porém, o comportamento gráfico é muito parecido, e se deve a vibração gerada pelo motor do motocultivador. Nota-se que entre 0 e 20 *segundos* que ocorre uma queda significativa da magnitude de vibração no ensaio T_2 , no ensaio T_1 , neste mesmo intervalo de tempo, ocorre dois picos incomuns. Isso pode ser explicado pelo fato do motor estar

em regime inicial de funcionamento, ou seja, ainda em regime transiente, percebe-se que após este intervalo de tempo, o motor segue um comportamento constante, apresentando o regime permanente do seu funcionamento.

Durante a realização dos ensaios, foi mensurado o nível de vibração transmitido para cada eixo que representa uma direção do sistema mãos e braços, os quais podem ser observados na Figura (5.16).

Figura 5.16: Aceleração (a_{ren}) média para eixos x, y e z de todos os ensaios



Nota-se que, em todos os ensaios realizados, obteve-se maior aceleração de vibração no eixo z , o qual descreve a transmissibilidade de vibração na longitudinal dos braços, seguido do eixo x , para os ensaios T_4 a T_{10} , o qual descreve a vibração perpendicular à palma da mão, e por último o eixo y , o qual representa a vibração horizontal da palma da mão. Para os ensaios T_1 , T_2 e T_3 , o eixo y apresentou maiores níveis de vibração comparado com o eixo x . Percebe-se ainda que, para as condições a partir de T_2 o nível de vibração no eixo z é maior que o valor preconizado pela ISO 5349 (2001), e para os ensaios T_6 , T_7 , T_8 , T_9 e T_{10} todos os eixos (x , y e z) estão acima do valor de $2,5 \text{ m/s}^2$ permitido pela normativa.

Os resultados corroboram, na sua maior parte, com a pesquisa realizada por Singh e Khan (2014), em que a direção do eixo z apresentou maiores níveis de vibração, o qual

representa a vibração transmitida na longitudinal dos braços, seguido da direção do eixo x e y para análise da vibração em uma máquina de perfuração.

A direção z é considerada dominante em uma análise de vibração no sistema mãos e braços. Por essa razão, alguns autores realizam estudo específico para esse eixo (MARCOTTE *et al.*, 2005; DONG *et al.*, 2004).

5.2 RUÍDO

Após a realização dos ensaios, as análises de ruído foram realizadas de maneira a comparar os níveis máximos de pressão sonora de cada situação ensaiada, bem como a dose diária de ruído. Na Tabela (5.3) são apresentados os valores do nível de exposição e dose diária com projeção para uma jornada de 8 *horas* de trabalho, mensurados durante os ensaios.

Tabela 5.3: Nível de exposição e dose de ruído para condições ensaiadas

Teste	Nível de Exposição ($dB(A)$)	Dose de Ruído (%)
T_1	84, 70	94, 60
T_2	87, 60	143, 10
T_3	80, 70	54, 00
T_3	83, 20	77, 80
T_5	80, 10	49, 70
T_6	85, 30	106, 70
T_7	84, 70	94, 80
T_8	84, 10	85, 80
T_9	85, 40	104, 90
T_{10}	85, 90	113, 90

É considerado 100% o valor de 85 $dB(A)$, para uma exposição diária de 8 *h*. Logo, percebe-se que, os ensaios T_2 , T_6 , T_9 e T_{10} apresentam valor acima do limite de tolerância estabelecido pela norma NR 15, sendo necessária a adoção de medidas de controle, como por exemplo utilização de protetores auriculares, para a realização dessas atividades. Percebe-se que, os ensaios que apresentaram valores de dose de ruído superiores a 100% são as condições em que o motocultivador encontra-se em alta rotação, e rotação de trabalho para a ferramenta sulcador. Os mesmos ensaios apresentaram nível de exposição superiores ao limite de tolerância de ruído para uma jornada de 8 *h* diária proposto pela NR 15 (2014), apresentado na Tabela (2.4), sendo que o ensaio T_2 o tempo

máximo de exposição é de 6 h para uma jornada diária de trabalho, os ensaios T_6 e T_9 apresentaram tempo máximo de exposição entre 7 a 8 h , e o ensaio T_{10} apresentou um limite de exposição de aproximadamente 7 h para uma jornada diária de trabalho.

Ao analisar os resultados, nota-se que as ferramentas agrícolas utilizadas não contribuem para um aumento significativo dos níveis de ruído, portanto atribui-se ao motor a combustão o principal gerador de ruídos.

Para Simone *et al.* (2006) a permanência em locais de trabalho que apresentam níveis de ruído de 85 a 90 $dB(A)$ oferece grande risco a perda auditiva, o qual aumenta em função da dependência da frequência dos ruídos e do tempo de permanência nesta situação. Para esses autores, a exposição, por tempo superior a 5 *horas*, a ruídos que atinjam 110 $dB(A)$, tem consequências bastante graves, enquanto a 160 $dB(A)$, ocorre surdez imediata e irreversível.

Dias, Cordeiro e Gonçalves (2006) em um estudo com 600 trabalhadores entre 15 a 60 anos, perceberam que, o risco de sofrer acidentes do trabalho é cerca de duas vezes maior entre trabalhadores expostos ao ruído, e afirma que a exposição ocupacional ao ruído não só deteriora a saúde auditiva do trabalhador, mas também se constitui em fator de risco para acidentes do trabalho.

CAPÍTULO 6

CONCLUSÕES

Conclui-se que para a análise de vibração, todas as situações apresentam aceleração maior que o valor recomendado pela normativa. Sendo que, para a avaliação da vibração com o motocultivador estático, sabe-se que a fonte de vibração é dada pelo motor, sendo necessário um estudo na modificação do projeto da estrutura, para que a energia de vibração seja dissipada antes de chegar as mãos do operador na empunhadura do motocultivador.

Para análise de frequência, conclui-se que, para baixas rotações, o motocultivador apresenta valores de frequência prejudiciais ao operador. Podendo ser alterada variando os parâmetros que influenciam no sistema, como por exemplo a massa.

Concluiu-se que, a velocidade angular influencia na magnitude de vibração, sendo que, com o seu aumento, ocorre aumento da aceleração de vibração no sistema. Além disso, com o aumento da velocidade, têm-se o aumento da amplitude dos picos nas curvas características dos ensaios. As quais são explicadas pelas particularidades de cada ferramenta agrícola acoplada ao motocultivador.

Para os testes de vibração considerando o motocultivador com o rodado, pôde-se concluir que, em função da velocidade, há uma amplificação das acelerações nas empunhaduras do motocultivador, isso pode ser explicado pelo fato do rodado atuar como um elemento elástico, espelhando o perfil do solo de maneira amplificada.

Para os testes com o acoplamento da ferramenta enxada rotativa, obteve-se os maiores níveis de vibração, os quais são explicados devido aos impactos das partes rígidas da ferramenta com o solo.

Já os ensaios realizados com o sulcador, apresentaram menor magnitude de aceleração de vibração, concluindo que, o contato do sulcador com o solo gera uma dissipação da vibração por meio do atrito entre ambos.

Desta forma, conclui-se que, cada ferramenta agrícola responde à vibração de maneira diferente. Ainda, percebe-se que o nível de vibração não se deve apenas à fonte motora, mas sim as atividades realizadas com o motocultivador, mostrando a necessidade em analisar o projeto do motocultivador, de maneira a implementar amortecedores e/ou adaptações que possam contribuir para a absorção da vibração antes que a mesma chegue até as mãos e braços dos operadores.

Quanto aos eixos, conclui-se que as maiores acelerações de vibração foram obtidas no eixo z , seguido do eixo x e y , mostrando que, os maiores problemas ocupacionais poderão ser encontrados no sistema dos braços dos operadores.

Quanto ao ruído, conclui-se que, as situações em alta rotação para o motocultivador com pneus e com a ferramenta agrícola sulcador apresentaram valor superior a dose de ruído diária para uma jornada de 8 h de trabalho, sendo necessária a adoção de medidas de controle e utilização de equipamentos de proteção individual, como por exemplo, os protetores auriculares.

6.1 SUGESTÃO DE TRABALHOS FUTUROS

Para possíveis trabalhos futuros com o tema do presente trabalho, pode-se citar:

- A realização de uma análise de vibração do motocultivador com os pneus em uma pista de ensaio com solo pavimentado, para poder validar a hipótese realizada no presente trabalho;
- Mapeamento da vibração em todo o motocultivador, inclusive próximo da fonte motora, para compreensão das partes críticas e suscetíveis a transmissão para a empunhadura;
- Análise do projeto do motocultivador, de maneira a implementar um sistema de amortecimento para contribuir na absorção da vibração antes que a mesma chegue até sua empunhadura.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

6457, N. *NBR 6457: "amostras de solo-preparação para ensaios de compactação e ensaios de caracterização"*. [S.l.]: ABNT Rio de Janeiro, 1986. Associação Brasileira de Normas Técnicas.

ABERGO. *O que é Ergonomia*. 2018. Disponível em: <http://www.abergo.org.br/internas.php?pg=o_que_e_ergonomia>.

AHMADIAN, H.; HASSAN-BEYGI, S. R.; GHOBADIAN, B. Investigating a power tiller handle and seat vibration on transportation mode. *Agricultural Engineering International: CIGR Journal*, v. 16, n. 4, p. 194–206, 2014.

ALMEIDA, S. D.; ALBERNAZ, P.; ZAIA, P.; XAVIER, O.; KARAZAWA, E. História natural da perda auditiva ocupacional provocada por ruído. *Rev Assoc Med Bras, SciELO Brasil*, v. 46, n. 2, p. 143–58, 2000.

ANDERSSON, N. L. M.; MACHADO, A. L. T.; FERREIRA, M. F.; REIS, A. V. dos. Índices de depreciação, ergonomia, segurança, nível de ruído e manutenção como parâmetros de avaliação em tratores agrícolas de quatro rodas. *Revista de la Facultad de Agronomía, La Plata*, v. 114, n. 3, p. 95–100, 2015.

BAAD, S. M.; PATIL, R.; QAIMI, M. Hand arm vibration alleviation of motorcycle handlebar using particle damper. *IJ Engineering and Manufacturing*, v. 1, p. 26–40, 2017.

BERANEK, L. *Noise and vibration control engineering, John Wiley&Sons*. Second edition. [S.l.]: Inc, 1988. ISBN 0-9622072-0-9.

BISTAFA, S. R. *Acústica aplicada ao controle do ruído*. [S.l.]: Edgard Blücher, 2006.

BOYCE, W. E.; DIPRIMA, R. C. *Equações diferenciais elementares e problemas de valores de contorno*. [S.l.]: Guanabara Dois, 1985.

BRUNETTI, F. Motores de combustão interna. *São Paulo: Blucher*, v. 2013, n. 2, 2012.

BUFFALO. *Manual de Instruções Motocultivador Buffalo*. [S.l.], 2018.

CORRÊA, A. S. *A influência da folga da válvulas na geração de ruído e vibração no motor Fire 999cc 8V*. [S.l.]: Florianópolis, SC, 2003.

CORREIA, M. S. B. B. Probabilidade e estatística. 2003.

DAHLSTROM, D.; BLOOMHUFF, A. Acih®(american conference of governmental industrial hygienists). Elsevier, 2014.

DIAS, A.; CORDEIRO, R.; GONÇALVES, C. G. d. O. Exposição ocupacional ao ruído e acidentes do trabalho. *Cadernos de Saúde Pública*, SciELO Public Health, v. 22, p. 2125–2130, 2006.

DONG, R.; SCHOPPER, A.; MCDOWELL, T.; WELCOME, D.; WU, J.; SMUTZ, W.; WARREN, C.; RAKHEJA, S. Vibration energy absorption (vea) in human fingers-hand-arm system. *Medical engineering & physics*, Elsevier, v. 26, n. 6, p. 483–492, 2004.

DORF, R.; BISHOP, R. Sistemas de controle moderno; 8^a. Ed, LTC, Rio de Janeiro, 2001. ISSN 0-201-30864-9.

EUROPEAN PARLIAMENT. *Directive European 2002/44/EC*: Idirective 2002/44/ec of the european parliament and the council of 25 june 2002 on the minimum health and safety requirements regarding the exposure of workers to the risks arising from physical agents (vibration)(sixteenth individual directive within the meaning of article 16 (1) of directive 89/391/eec). European Union, 2002. 12 p.

EVEREST, F. A.; POHLMANN, K. C. *et al. Master handbook of acoustics*. [S.l.: s.n.], 2015.

FARIA, N. *A Saúde do Trabalhador Rural*. 2005. 253 f. Tese (Doutorado) — Tese (Doutorado em Epidemiologia)-Universidade Federal de Pelotas, Pelotas, 2005.

GERGES, S. Ny ruído. *Fundamentos e Controle*. 2^a edição. Florianópolis: Editora Imprensa Universitária UFSC, 2000.

GERGES, S. N. Y. *Ruídos e vibrações veiculares*. [S.l.]: NR, 2005.

GIAMPAOLI, E.; CUNHA, I. d. Â. d. NHO 10 - Procedimento Técnico - Avaliação da Exposição Ocupacional a Vibrações em Mãos e Braços. *São Paulo: Fundacentro*, 2012.

GIAMPAOLI, E.; SAAD, I. F. d. S. D.; CUNHA, I. d. n. d. NHO 01 - Procedimento Técnico - Avaliação Ocupacional ao Ruído. *São Paulo: Fundacentro*, 2001.

GOMES, H. M.; SAVIONEK, D. Measurement and evaluation of human exposure to vibration transmitted to hand-arm system during leisure cyclist activity. *Revista Brasileira de Engenharia Biomédica*, SciELO Brasil, v. 30, n. 4, p. 291–300, 2014.

GRANDJEAN, E. *Manual de ergonomia: adaptando o trabalho ao homem*. [S.l.]: Bookman, 1998.

GRIFFIN, M. J. *Handbook of Human Vibration*. [S.l.]: Academic Press, 1990. ISBN 0123030404.

HAMMOND, J. On the response of single and multidegree of freedom systems to non-stationary random excitations. *Journal of Sound and Vibration*, Elsevier, v. 7, n. 3, p. 393–416, 1968.

HARONA, Z.; DARUSA, N.; HANA, L. M.; JAHYAA, Z.; HAMIDA, M. F. A.; YAHYAA, K.; LEEA, Y. L.; SHEKB, P. N. Apreliminary study of occupational noise exposure among leaf blower and grass cutter workers in public university. *Jurnal Teknologi (Sciences & Engineering)*, 77 (16): 153, v. 159, 2015.

HEYWOOD, J. B. *et al. Internal combustion engine fundamentals*. Mcgraw-hill New York, 1988.

- IDA, I.; BUARQUE, L. *Ergonomia. Projeto e Produção (Em Português do Brasil)*. [S.l.]: Edgard Blucher, 2016. ISBN 978-85-212-0933-1.
- IEA. *What is Ergonomics?* 2018. Disponível em: <<https://www.iea.cc/whats/index.html>>.
- INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. *ISO5349: Mechanical vibration – measurement and evaluation of human exposure to hand-transmitted vibration*. Geneva, 2001. 42 p.
- KJELLBERG, A. Psychological aspects of occupational vibration. *Scandinavian journal of work, environment & health*, JSTOR, p. 39–43, 1990.
- KROEMER, K. H.; GRANDJEAN, E. *Manual de ergonomia: adaptando o trabalho ao homem*. [S.l.]: Bookman Editora, 2005.
- KUZNETSOV, Y. Elements of applied bifurcation theory. *Applied mathematical sciences*, Springer, v. 112, p. 591, 1998.
- MAQUINAFORT. *Roçadeira Frontal RF-500*. [S.l.], 2018. Disponível em: <<https://www.maquinafort.com/rf500>>.
- MARCOTTE, P.; ALDIEN, Y.; BOILEAU, P.-É.; RAKHEJA, S.; BOUTIN, J. Effect of handle size and hand–handle contact force on the biodynamic response of the hand–arm system under zh-axis vibration. *Journal of Sound and Vibration*, Elsevier, v. 283, n. 3-5, p. 1071–1091, 2005.
- MÁRQUEZ, L. *Tractores agrícolas: tecnología y utilización*. [S.l.]: B&H Grupo Editorial, 2012.
- MATSUMOTO, Y.; GRIFFIN, M. Movement of the upper-body of seated subjects exposed to vertical whole-body vibration at the principal resonance frequency. *Journal of Sound and Vibration*, Elsevier, v. 215, n. 4, p. 743–762, 1998.
- MEIROVITCH, L. *Methods of analytical dynamics*. New York: McGraw-Hill, 1970.
- MINISTÉRIO DO TRABALHO E EMPREGO. *NR 17: Nr 17 - ergonomia*. Brasil, 2007. Disponível em: <<http://trabalho.gov.br/images/Documentos/SST/NR/NR17.pdf>>.
- MINISTÉRIO DO TRABALHO E EMPREGO. *NR 15: Nr 15 - atividades e operações insalubres*. Brasil, 2014. Disponível em: <<http://www.guiatrabalhista.com.br/legislacao/nr/nr15.htm>>.
- MRINAL, V.; ASHOK, T. Perspective of agricultural mechanization in supaul district of north bihar-a research. *IOSR Journal of Agriculture and Veterinary Science*, v. 8, n. 8, p. 4–12, 2015.
- MULTIPETRO. *Motores ciclo diesel: Funcionamento básico de motores*. 2018. Disponível em: <<http://www.multipetro.com.br/blog/2018/05/30/motores-diesel/>>.
- NAEINI, H. S.; KARUPPIAH, K.; TAMRIN, S. B.; DALAL, K. Ergonomics in agriculture: an approach in prevention of work-related musculoskeletal disorders (wmsds). *Journal of Agriculture and Environmental Sciences*, American Research Institute for Policy Development, v. 3, n. 2, p. 33–51, 2014.

- NARANG, S.; VARSHNEY, A. Evaluation of a 6.71 kw power tiller for draft and drawbar power on tar roads. *Journal of terramechanics*, Elsevier, v. 32, n. 2, p. 91–97, 1995.
- NATH, N. D.; AKHAVIAN, R.; BEHZADAN, A. H. Ergonomic analysis of construction worker's body postures using wearable mobile sensors. *Applied ergonomics*, Elsevier, v. 62, p. 107–117, 2017.
- NISE, N. S. *Control Systems Engineering*. [S.l.]: Wiley, 2010. ISBN 978-0470-54756-4.
- NUNES, F. de O. *Segurança e Saúde no Trabalho - Esquematizada*. 2. ed. [S.l.: s.n.], 2014. ISBN 9788530955618.
- OGATA, K. *Engenharia de controle moderno*. 4. ed. Rio de Janeiro: Prentice Hall do Brasil, 2003.
- OPENSHAW, S.; TAYLOR, E. Ergonomics and design a reference guide. *Allsteel Inc., Muscatine, Iowa*, 2006.
- PALÁCIO DAS FERRAMENTAS. *Ferramentas: motocultivadores de solo*. 2018. Disponível em: <<https://www.palaciodasferramentas.com.br/sub-departamento/458/outros-equipamentos/motocultivadores-de-solo/>>.
- PALÁCIO DAS FERRAMENTAS. *Motocultivador à Gasolina BFG 910 Plus BUFFALO*. 2018. Disponível em: <<https://www.palaciodasferramentas.com.br/produto/3812/outros-equipamentos/motocultivadores-de-solo/motocultivador-a-gasolina-bfg-910-plus-buffalo/>>.
- POLETTTO-FILHO, J. A. *Análise dos riscos físicos e ergonômicos em roçadora transversal motorizada*. Tese (Tese de Doutorado) — Faculdade de Ciências Agrônômicas - UNESP, ago. 2013.
- RAO, S. S. *Vibrações mecânicas*. [S.l.]: Pearson Educación, 2009.
- RASOOL, S.; RAHEMAN, H. Suitability of rubber track as traction device for power tillers. *Journal of Terramechanics*, Elsevier, v. 66, p. 41–47, 2016.
- ROSSI, M. A.; SANTOS, J. E. G. d.; SILVA, A. L. d. Conformidade ergonômica dos controles no posto de trabalho do operador de trator: Estudo de caso nh 7630. *Projetica*, p. 37–52, 2011.
- RUSSO, I. C. P. *Acústica e psicoacústica: aplicadas à fonoaudiologia*. [S.l.]: Editora Lovise, 1993.
- SALIBA, T. M. *Manual Prático De Avaliação E Controle Do Ruído*. [S.l.]: LTr, 2018. ISBN 978-85-361-9489-9.
- SALOKHE, V.; MAJUMDER, B.; ISLAM, M. Vibration characteristics of a power tiller. *Journal of Terramechanics*, Elsevier, v. 32, n. 4, p. 181–197, 1995.
- SAM, B.; KATHIRVEL, K. Development and evaluation of vibration isolators for reducing hand transmitted vibration of walking and riding type power tillers. *Biosystems Engineering*, Elsevier BV, v. 103, n. 4, p. 427–437, aug 2009.

- SEAD. *Plano Safra da Agricultura Familiar 2017-2020: Fortalecer o campo para desenvolver o Brasil*. 2017. Disponível em: <http://www.mda.gov.br/sitemda/sites/sitemda/files/user_img_1684/3Baixa_Cartilha_Plano_Safra_2017.pdf>.
- SILVA, R. C. da. *Maquinas e Equipamentos Agrícolas*. [S.l.]: Érica, 2014. ISBN 8536506431.
- SILVA, S. da. *Apostila de Vibrações Mecânicas*. 2009. Disponível em: <<http://www.joinville.ifsc.edu.br/~pauloboni/MECANISMOS/DIN%C3%82MICA%20DE%20M%C3%81QUINAS/Apostila%20-%20Samuel%20da%20Silva%20-%20MUITO%20BOA%20-%20Did%C3%A1tica.pdf>>.
- SIMONE, M. D.; DRAGHI, L.; HILBERT, J.; COLLAZO, D. J. *El tractor agrícola: Fundamentos para su elección y uso*. [S.l.]: Red Campus., 2006.
- SINGH, J.; KHAN, A. A. Effect of coating over the handle of a drill machine on vibration transmissibility. *Applied ergonomics*, Elsevier, v. 45, n. 2, p. 239–246, 2014.
- SMITH, M. J. Considerações psicossociais sobre os distúrbios osteomusculares relacionados ao trabalho (dort) nos membros superiores. In: *HUMAN FACTORS AND ERGONOMICS SOCIETY ANNUAL MEETING*. [S.l.: s.n.], 1996. v. 40, p. 776–780.
- SONNTAG, R. E.; WYLEN, G. J. V.; BORGNAKE, C. *Fundamentos da termodinâmica*. [S.l.]: Edgard Blücher, 2003.
- TAKESHIMA, H.; NIN—PRATT, A.; DIAO, X. Mechanization and agricultural technology evolution, agricultural intensification in sub-saharan africa: Typology of agricultural mechanization in nigeria. *American Journal of Agricultural Economics*, Oxford University Press, v. 95, n. 5, p. 1230–1236, 2013.
- THOMPSON, A.; TURCOT, A.; YOUAKIM, S.; HOUSE, R. Compensation of hand-arm vibration syndrome in canada. *Canadian Acoustics*, v. 39, n. 2, p. 112–113, 2011.
- TILLMANN, C. A. da C. *Motores de Combustão Interna e seus Sistemas*. [S.l.]: Rede e-Tec Brasil, 2013. ISBN 978-85-63573-28-5.
- TIWARI, P.; MEHTA, C.; VARSHNEY, A. Metabolic cost and subjective assessment during operation of a rotary tiller with and without an operator's seat. *International journal of industrial ergonomics*, Elsevier, v. 35, n. 4, p. 361–369, 2005.
- TOSIN, R. C.; LANÇAS, K. P.; ARAÚJO, J. Avaliação do ruído no posto de trabalho em dois tratores agrícolas. *Energia na Agricultura*, v. 24, n. 4, p. 108–118, 2009.
- VEIGA, R. K. *Aspectos ergonômicos de motocultivadores na cultura da cebola da microrregião de Ituporanga, Santa Catarina*. Tese (Tese de Doutorado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2017.
- VEIGA, R. K.; MASIERO, F. C.; GONTIJO, L. A.; ODORIZZI, W. Características e uso de microtratores e motocultivadores. *Revistao Cultivar*, jun. 2016. Disponível em: <<https://www.grupocultivar.com.br/artigos/multitarefa>>.
- VIHLBORG, P.; BRYNGELSSON, L.; LINDGREN, B.; GUNNARSSON, L. G.; GRAFF, P. Association between vibration exposure and hand-arm vibration symptoms in a swedish mechanical industry. *International Journal of Industrial Ergonomics*, Elsevier, v. 62, p. 77–81, 2017.

VILAGRA, J. M. Adequação ergonômica de trator agrícola de média potência: construção e validação de um instrumento de avaliação a partir do construto de conforto, segurança e eficiência. Florianópolis, SC, 2009.

VILLATE, J. E. Dinâmica e sistemas dinâmicos. 2013.

XIMENES, G. M. Gestão ocupacional da vibração no corpo humano, aspectos técnicos e legais relacionados à saúde e segurança. 2006.