



LUIZ DE GONZAGA FERREIRA JÚNIOR

**DINÂMICA DE VIBRAÇÃO DA INTERAÇÃO MÁQUINA E
PLANTA NA COLHEITA DO CAFÉ**

LAVRAS – MG

2018

LUIZ DE GONZAGA FERREIRA JÚNIOR

**DINÂMICA DE VIBRAÇÃO DA INTERAÇÃO MÁQUINA E PLANTA NA
COLHEITA DO CAFÉ**

Tese apresentada à Universidade Federal de Lavras, como parte das exigências do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, área de concentração em Máquinas e Mecanização Agrícola, para a obtenção do título de Doutor.

Prof. Dr. Fábio Moreira da Silva

Orientador

Prof. Dr. Danton Diego Ferreira

Coorientador

LAVRAS - MG

2018

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

Ferreira Júnior, Luiz de Gonzaga.

Dinâmica de vibração da interação máquina e planta na colheita do café / Luiz de Gonzaga Ferreira Júnior. - 2018.

148 p. : il.

Orientador: Fábio Moreira da Silva.

Coorientador: Danton Diego Ferreira.

Tese (doutorado) - Universidade Federal de Lavras, 2018.

Bibliografia.

1. Colheita de café. 2. Processamento de sinais. 3. Vibração. I. Silva, Fábio Moreira da. II. Ferreira, Danton Diego. III. Título.

LUIZ DE GONZAGA FERREIRA JÚNIOR

**DINÂMICA DE VIBRAÇÃO DA INTERAÇÃO MÁQUINA E PLANTA NA
COLHEITA DO CAFÉ**

**VIBRATION DYNAMICS OF THE INTERACTION BETWEEN MACHINE AND
PLANT IN THE COFFEE HARVESTING**

Tese apresentada à Universidade Federal de Lavras, como parte das exigências do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, área de concentração em Máquinas e Mecanização Agrícola, para a obtenção do título de Doutor.

APROVADA em 24 de Janeiro de 2018.

Prof. Dr. Danton Diego Ferreira UFLA

Prof. Dr. Fábio Lúcio Santos UFLA

Prof. Dr. Henrique Leandro Silveira UFLA

Prof. Dr. Flávio Castro da Silva UFF

Prof. Dr. Fábio Moreira da Silva

Orientador

LAVRAS - MG

2018

Aos meus irmãos Demétrio, Danton e Lucas, inteligentes e batalhadores, verdadeiros
companheiros,
pela confiança, apoio, amor e descontração.

À minha vó, pessoa maravilhosa, exemplar, pelos ensinamentos,
carinho, estímulo e confiança.

À Sheila, pessoa especial que sempre me apoiou, pelo carinho,
dedicação e amor.

Ao Adler, meu primo (in memoriam), pelo vínculo
sublime em nossas vidas e pela lembrança
deixada de que um sorriso vale mais que tudo.

DEDICO

Aos meus pais, Luiz de Gonzaga Ferreira e Rosa Malena Ferreira,
verdadeiros amigos, professores da vida, guerreiros,
pelo exemplo, simplicidade, confiança,
incentivo e amor,

DEDICO E OFEREÇO

AGRADECIMENTOS

Primeiramente a Deus, por me dar força e saúde para finalizar este trabalho, concedendo-me mais uma conquista.

À Universidade Federal de Lavras, em especial ao Departamento de Engenharia Agrícola, pela oportunidade concedida.

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (Capes), pela concessão da bolsa de estudos.

Ao professor orientador Dr. Fábio Moreira da Silva, por confiar em meu trabalho e contribuir com seu conhecimento e experiência profissional. Ao professor co-orientador Dr. Danton Diego Ferreira, pela disposição, contribuições, paciência e ensinamentos dedicados. Também aos professores Doutores: Antônio Donizette, pelas contribuições e simplicidade de ensinar, Flávio Castro da Silva pelas precisas contribuições técnicas e direcionamentos profissionais, Fábio Lúcio dos Santos, Henrique Leandro Silveira, Felipe Oliveira e Silva, pelas considerações técnicas exemplares.

Ao programa de Pós Graduação em Engenharia Agrícola, em especial à Helen, pela disposição, carisma e atenção concedida. A todos os funcionários do Departamento de Engenharia e aos amigos da pós-graduação e graduação que contribuíram direta ou indiretamente com a execução deste trabalho.

Às empresas por onde passei: Indústrias Mecânicas Rochfer, Pinhalense S/A Máquinas Agrícolas e Máquinas Agrícolas Jacto S/A, que certamente contribuíram com meu aprendizado e vivência profissional. Aos cafeicultores que indiretamente me motivaram na busca de conhecimentos.

Aos amigos Mestres Alberto Almeida e Felipe Martins e Doutores Alessandro Fortunato e Giuliano, que mesmo distantes estiveram sempre presentes motivando. Aos colegas do GEMMA e coordenadora Gabrielly, Helismar, Carlos “Kadu” e meu irmão Lucas Kemps, que ajudaram nos ensaios de campo e ao Sérgio pelo apoio nas análises estatísticas.

À toda minha família, pelo carinho, paciência e apoio. À minha noiva, Sheila pela paciência, carinho, amor e confiança.

À Fazenda Bela Vista e colaboradores, ao operador Sr. Nilton por contribuir com suas habilidades e ao Sr. Toni Reis e Sra. Isabela, por apoiar e acreditar na pesquisa colaborando com toda estrutura e mão-de-obra necessária ao desenvolvimento do trabalho em campo.

Muito obrigado!

*“Conheço pessoas que triunfam e que sempre triunfarão.
Vocês sabem por quê?
Eu lhes direi o porquê,
Porque nunca desistem dos seus sonhos
E sempre terminam tudo aquilo que começam”.*

Napoleon Hill

*“A mente que se abre a uma nova ideia,
Jamais retorna ao seu estado original”.*

Albert Einstein

RESUMO

A cafeicultura se destaca mundialmente pela sua importância socioeconômica, contribuindo direta e indiretamente nos mais diversos setores. Com isso, novas tecnologias e diversos modelos de colhedoras surgiram. Essas colhedoras possuem regulagens que podem influenciar na eficiência de derriça, na seletividade dos frutos e na preservação da lavoura. Dessa forma, entender o comportamento dos componentes de derriça das colhedoras e sua interação dinâmica com o cafeeiro é de grande importância para o gerenciamento da colheita mecânica e desenvolvimento de novas máquinas e sistemas para a colheita do café. Este trabalho teve como objetivo avaliar a interação dinâmica entre colhedora e cafeeiro em termos de frequência e amplitudes de vibração, durante a colheita mecânica do café, com duas passadas da colhedora, a fim de investigar os efeitos sobre derriça, desfolha e seletividade dos frutos. Os ensaios foram conduzidos em uma propriedade localizada no município de Nepomuceno, Sul de Minas Gerais. A metodologia utilizada empregou técnicas de condicionamento e processamento de sinais para atingir os resultados, os quais foram divididos em qualitativos e quantitativos. Os resultados mostram as melhores condições de eficiência de derriça, desfolha e seletividade sobre os efeitos de frequência de vibração e força do freio do cilindro vibrador ajustados na colhedora. Por meio da instrumentação das plantas de café e com auxílio de técnicas de processamento de sinais, foi possível obter as amplitudes de vibração do ramo do cafeeiro para as diferentes regulagens da colhedora. A partir destes resultados, pode-se correlacionar e entender a dinâmica de vibração entre máquina e planta e seus efeitos na eficiência de derriça, desfolha e seletividade dos frutos, contribuindo para o desenvolvimento de novos produtos, gerenciamento da colheita e servindo de base para novos estudos.

Palavras-chave: Colheita de café. Colheita seletiva. Processamento de sinais. Vibração. Eficiência de derriça. Desfolha.

ABSTRACT

The coffee industry stands out worldwide due to its socioeconomic importance, acting directly or indirectly in the most diverse sectors. With this, new technologies and several harvester models have emerged. These harvesters have regulations that can influence the efficiency of harvesting, the selectivity of fruits and the preservation of the crop. In this way, the understanding of the behavior of harvester components and their dynamic relationship with coffee is essential for mechanical harvesting management and for new the product development. This work aimed to evaluate the dynamic interaction between harvester and coffee branches in a mechanical coffee harvesting, with two passes of the harvester, in order to know the effects on the harvesting, defoliation and selectivity of the fruits. The experiments were conducted at a property located in Nepomuceno, Southern Minas Gerais. The methodology employs concepts of signal conditioning and processing for achieving the results, which were divided into qualitative and quantitative ones. Through the instrumentation of the coffee plants and the use of signal processing techniques, it was possible to achieve the displacements (amplitudes peak to peak) of the coffee branch over the effects of vibration frequency and brake force of the vibrating cylinder adjusted in the harvester. The results showed that the higher vibration frequencies lead to lower vibration amplitudes of the coffee branch and in these conditions has occurred the higher efficiencies of harvesting. The vibration amplitudes of the branch in the horizontal direction have shown to be correlated with the defoliation, for the highest vibration frequencies, and with the selectivity of fruits, for the lowest vibration frequencies. From the results, on can understand the efficiency of harvesting, defoliation and fruit selectivity, contributing to the development of new products, harvest management and serving as a base for new studies.

Key-words: Coffee Harvesting. Selective Harvesting. Signal Processing. Vibration. Harvest Efficiency. Defoliation.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Esquema de filtragem.	36
Figura 2 - Resposta em frequência de filtros: (a) passa-baixas, (b) passa-faixa, (c) rejeita faixa e (d) passa-altas.....	37
Figura 3 - Área experimental - Fazenda Bela Vista – Nepomuceno, MG.	38
Figura 4 - Colhedora automotriz utilizada nos ensaios.	40
Figura 5 - Configuração de hastes utilizadas na colhedora.	41
Figura 6 - Metodologia para ajuste de força na cinta do freio do cilindro oscilador.	42
Figura 7 - Indicador de vibração do cilindro.	42
Figura 8 - Medida da rotação do cilindro com tacômetro digital portátil.	43
Figura 9 - Regulagem da força na cinta do freio do cilindro.....	43
Figura 10 - Dinamômetro portátil utilizado para quantificar as forças no cilindro vibrador.....	44
Figura 11 - Disposição das parcelas experimentais.....	45
Figura 12 - Balde graduado utilizado para quantificar o volume de café colhido.	45
Figura 13 - Balança portátil utilizada para pesagem das folhas.	47
Figura 14 - Posicionamento dos sensores na planta.	48
Figura 15 - Posicionamento dos sensores nos ramos.	49
Figura 16 - Acelerômetro triaxial MMA7361.....	50
Figura 17 - Microcontrolador Arduino Mega 2560.....	51
Figura 18 - Representação esquemática dos equipamentos utilizados para aquisição dos sinais.	52
Figura 19 - Comunicação entre sistemas de aquisição e o microcomputador.....	53
Figura 20 - Posição do microcomputador e sistemas de aquisição dos sinais utilizados durante o ensaio.	54
Figura 21 - Etapas do condicionamento e processamento de sinais.....	55
Figura 22 - Resposta em frequência dos filtros passa-faixas projetados para as frequências de regulagem da máquina: (a) 750 ciclos. min ⁻¹ ; (b) 850 ciclos.min ⁻¹ ; e (c) 950 ciclos.min ⁻¹	56
Figura 23 - Representação do cálculo da área pelo processo de integração.....	57
Figura 24 - Erro gerado durante a integração.....	58

Figura 25 - Redução do erro de integração com aproximação das áreas - Método trapezoidal.....	58
Figura 26 - Exemplificação da influência de amostras outliers nas amplitudes vertical e horizontal.	60
Figura 27 - Sinais de aceleração coletados pelo sensor no ramo plagiotrópico do cafeeiro em (a) e (c) e seus respectivos espectros de frequência em (b) e (d).....	65
Figura 28 - Sinais de aceleração brutos, coletados pelo sensor no ramo plagiotrópico do cafeeiro.	67
Figura 29 - Sinais de aceleração filtrados (Passa Faixa).	68
Figura 30 - Amplitudes de vibração do ramo em (a) e (c) e espectros de frequência dos sinais de posição em (b) e (d) após processo de conversão (aceleração em posição).....	69
Figura 31 - Amplitudes de vibração do ramo em (a) e (c) e espectros de frequência dos sinais de posição em (b) e (d) após processo de conversão (aceleração em posição) e filtragem dos sinais.....	70
Figura 32 - Gráfico dos hiperplanos dos sinais de posição com limitação de outliers.....	71
Figura 33 - Gráficos da frequência de distribuição dos sinais de posição com outliers para as direções: vertical (a) e horizontal (b) e sem outliers para as direções: vertical (c) e horizontal (d).	72
Figura 34 - Deslocamento aproximado do ramo do cafeeiro da parte média superior da planta, submetida à colheita mecânica com hastes de 600 mm de comprimento, ajuste de força no freio do cilindro em 10 kgf, frequência de vibração do cilindro a 12,5 Hz (750 ciclos.min ⁻¹) e velocidade operacional de colheita a 950 m.h ⁻¹	73
Figura 35 - Movimentos das hastes derriçadoras em (a), Fonte: Ferreira Júnior (2014) e amplitude máxima das possíveis amplitudes dos ramos do cafeeiro em (b).	74

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 - Porcentagem de frutos verdes derriçados pela colhedora durante a primeira passada, para as diferentes frequências de vibração e forças do freio avaliadas.	82
Gráfico 2 - Porcentagem de frutos cereja derriçados pela colhedora durante a primeira passada, para as diferentes frequências de vibração e forças do freio.....	86
Gráfico 3 - Porcentagem de frutos passa e seco derriçados pela colhedora durante a primeira passada, para as diferentes frequências de vibração e forças do freio.....	90
Gráfico 4 - Amplitudes de vibração vertical e horizontal realizado pelos ramos do cafeeiro durante a primeira passada da colhedora, para as diferentes regulagens e posição na planta.	92
Gráfico 5 - Amplitudes de vibração vertical e horizontal realizado pelas diferentes hastes da colhedora, nas mesmas condições de regulagem do presente trabalho.	93
Gráfico 6 - Transmissibilidades de vibração vertical e horizontal obtidas nos ramos do cafeeiro durante a primeira passada da colhedora, para as diferentes regulagens e posição na planta.	94
Gráfico 7 - Amplitudes de vibração vertical e horizontal realizado pelos ramos do cafeeiro durante a segunda passada da colhedora, para as diferentes regulagens e posição na planta.	118
Gráfico 8 - Transmissibilidades de vibração vertical e horizontal obtidas nos ramos do cafeeiro durante a segunda passada da colhedora, para as diferentes regulagens e posição na planta.	119

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Análise de variância para os dados de eficiência de derriça na primeira passada (Velocidade = 1.600 m.h ⁻¹).	76
Tabela 2 - Valores médios da eficiência de derriça para as vibrações e regulagens de força do freio ensaiadas na primeira passada.	76
Tabela 3 - Análise de variância para os dados de desfolha na primeira passada (Velocidade = 1.600 m.h ⁻¹).	78
Tabela 4 - Valores médios da desfolha para as vibrações e regulagens de força do freio ensaiadas na primeira passada.	78
Tabela 5 - Análise de variância para a porcentagem de frutos verdes derriçados na primeira passada (Velocidade = 1.600 m.h ⁻¹).	80
Tabela 6 - Resumo da análise de variância do desdobramento de vibração dentro de força do freio para a variável frutos verdes derriçados (%).	80
Tabela 7 - Resumo da análise de variância do desdobramento de força do freio dentro de vibração para a variável frutos verdes derriçados (%).	81
Tabela 8 - Médias da variável frutos verdes derriçados (%), do desdobramento de frequências de vibração dentro de força do freio e vice-versa.	81
Tabela 9 - Valores médios de frutos verdes derriçados (%) para as diferentes vibrações ajustadas no cilindro da colhedora de café.	82
Tabela 10 - Valores médios dos frutos verdes derriçados (%) para as diferentes forças de freio.	83
Tabela 11 - Análise de variância para a porcentagem de frutos cereja derriçados na primeira passada (Velocidade = 1.600 m.h ⁻¹).	84
Tabela 12 - Resumo da análise de variância do desdobramento de vibração dentro de força do freio para a variável frutos cereja derriçados (%).	85
Tabela 13 - Resumo da análise de variância do desdobramento de força do freio dentro de vibração para a variável frutos cerejas derriçados (%).	85
Tabela 14 - Médias da variável frutos cereja derriçados (%), do desdobramento de vibração dentro de força do freio e vice-versa.	86
Tabela 15 - Valores médios de maturação dos frutos cerejas derriçados (%) para as diferentes vibrações ajustadas no cilindro da colhedora de café.	87
Tabela 16 - Valores médios dos frutos cerejas derriçados (%) para as diferentes forças de freio.	88

Tabela 17 - Análise de variância para a porcentagem de frutos passa/seco derriçados na primeira passada (Velocidade = 1.600 m.h ⁻¹).	88
Tabela 18 - Resumo da análise de variância do desdobramento de força do freio dentro de vibração para a variável dos frutos passa e seco derriçados (%).	89
Tabela 19 - Média da variável frutos passa e seco colhidos (%) do desdobramento de vibração dentro de força do freio e vice-versa.	89
Tabela 20 - Valores médios de dos frutos passa e seco colhidos (%) para as diferentes vibrações na colhedora de café.	91
Tabela 21 - Valores médios de maturação dos frutos passa e seco colhidos (%) para as diferentes forças de freio.	91
Tabela 22 - Valores-p da análise de variância em esquema fatorial para as variáveis: amplitude vertical (AV) e amplitude horizontal (AH) do ramo de café e para transmissibilidade vertical (TV) e transmissibilidade horizontal (TH) das hastes da colhedora para os ramos do cafeeiro.	95
Tabela 23 - Efeito de vibração dentro de força do freio e posição de planta para as variáveis: amplitude horizontal (AH) do ramo de café e para transmissibilidade vertical (TV) e transmissibilidade horizontal (TH) das hastes da colhedora para os ramos do cafeeiro.	96
Tabela 24 - Efeito da posição da planta (PP) dentro de vibração e força do freio para as variáveis: amplitude horizontal (AH) do ramo de café e para transmissibilidade vertical (TV) e transmissibilidade horizontal (TH) das hastes da colhedora para os ramos do cafeeiro.	100
Tabela 25 - Efeito de vibração dentro de força do freio para a variável: amplitude vertical (AV) do ramo de café.	102
Tabela 26 - Efeito de vibração dentro de posição na planta para a variável: amplitude vertical (AV) do ramo de café.	102
Tabela 27 - Efeito da força do freio dentro de posição na planta para a variável: amplitude vertical (AV) do ramo de café.	103
Tabela 28 - Correlação dos diferentes fatores observados na dinâmica de vibração durante a colheita, como amplitude vertical (AV), amplitude horizontal (AH), transmissibilidade vertical (TV), transmissibilidade horizontal (TH), energia vertical (EV) e energia horizontal (EH) com as variáveis eficiência de derriça (ED), desfolha (D) e porcentagem de frutos cereja colhido (PC) para as regulagens de freio (8, 10 e 12 kgf) dentro de frequência de vibração	

(750, 850 e 950 ciclos.min ⁻¹) e vice-versa, referentes à primeira passada da colhedora.....	104
Tabela 29 - Análise de variância para os dados de eficiência de derriça na segunda passada (Velocidade = 950 m.h ⁻¹).	107
Tabela 30 - Valores médios da eficiência de derriça para as diferentes vibrações e regulagens de força do freio ensaiadas na segunda passada.....	108
Tabela 31 - Análise de variância para os dados de desfolha na segunda passada (Velocidade = 950 m.h ⁻¹).	109
Tabela 32 - Valores médios da desfolha para as vibrações e regulagens de força do freio ensaiadas na segunda passada.....	109
Tabela 33 - Análise de variância para a porcentagem de frutos verdes derriçados na segunda passada (Velocidade = 950 m.h ⁻¹).	111
Tabela 34 - Resumo da análise de variância do desdobramento de vibração dentro de força do freio para a variável porcentagem de frutos verdes derriçados na segunda passada (Velocidade = 950 m.h ⁻¹).	111
Tabela 35 - Resumo da análise de variância do desdobramento de força do freio dentro de vibração para a variável porcentagem de frutos verdes derriçados na segunda passada (Velocidade = 950 m.h ⁻¹).	112
Tabela 36 - Médias da variável porcentagem de frutos verdes derriçados (%) do desdobramento de vibração dentro de força do freio e vice-versa.	112
Tabela 37 - Análise de variância para a porcentagem de frutos cereja derriçados na segunda passada (Velocidade = 950 m.h ⁻¹).	113
Tabela 38 - Resumo da análise de variância do desdobramento de vibração dentro de força do freio para a variável maturação dos frutos cerejas derriçados (%).	114
Tabela 39 - Resumo da análise de variância do desdobramento de força do freio dentro de vibração para a variável porcentagem de frutos cerejas derriçados na segunda passada (Velocidade = 950 m.h ⁻¹).	114
Tabela 40 - Médias da variável frutos cereja derriçados (%) para o desdobramento de frequência de vibração dentro de força do freio e vice-versa.....	115
Tabela 41 - Análise de variância para a porcentagem de frutos passa/seco derriçados na segunda passada (Velocidade = 950 m.h ⁻¹).	116
Tabela 42 - Resumo da análise de variância do desdobramento de vibração dentro de força do freio para a variável frutos passa e seco colhidos (%).	116

Tabela 43 - Resumo da análise de variância do desdobramento de força do freio dentro de vibração para a variável frutos passa e seco colhidos (%).	117
Tabela 44 - Médias da variável porcentagem de frutos passa e seco derriçados (%) do desdobramento de vibração dentro de força do freio e vice-versa.	117
Tabela 45 - Valores-p da análise de variância em esquema fatorial para as variáveis: amplitude vertical (AV) e amplitude horizontal (AH) do ramo de café e para transmissibilidade vertical (TV) e transmissibilidade horizontal (TH) das hastes da colhedora para os ramos do cafeeiro.	120
Tabela 46 - Efeito de vibração dentro de força do freio e posição de planta para as variáveis: amplitude horizontal (AH) do ramo de café e para transmissibilidade vertical (TV) e transmissibilidade horizontal (TH) das hastes da colhedora para os ramos do cafeeiro durante a segunda passada da colhedora.	121
Tabela 47 - Efeito da posição da planta (PP) dentro de vibração e força do freio para as variáveis: amplitude horizontal (AH) do ramo de café e para transmissibilidade vertical (TV) e transmissibilidade horizontal (TH) das hastes da colhedora para os ramos do cafeeiro referentes à segunda passada da colhedora.	124
Tabela 48 - Correlação dos diferentes fatores observados na dinâmica de vibração durante a colheita, como amplitude vertical (AV), amplitude horizontal (AH), transmissibilidade vertical (TV), transmissibilidade horizontal (TH), energia vertical (EV) e energia horizontal (EH) com as variáveis eficiência de derriça (ED), desfolha (D) e porcentagem de frutos cereja colhido (PC) para as regulagens de freio (8, 10 e 12 kgf) dentro de frequência de vibração (750, 850 e 950 ciclos.min ⁻¹) e vice-versa, referentes à segunda passada da colhedora.	126

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	17
2	OBJETIVOS	21
2.1	Objetivo geral	21
2.2	Objetivos específicos	21
3	HIPÓTESE	22
4	CONTRIBUIÇÕES ORIGINAIS	23
5	REVISÃO DE LITERATURA	24
5.1	A cafeicultura no Brasil	24
5.2	O cafeeiro	25
5.3	Colheita do café	25
5.3.1	Colheita mecânica do café	26
5.4	Colheita por vibração	27
5.5	Força de desprendimento dos frutos	29
5.6	Parâmetros modais da planta de café e transmissibilidade de vibração	30
5.7	Condicionamento e processamento de sinais	33
5.8	Processamento digital de sinais	34
5.8.1	Filtros digitais	35
6	MATERIAL E MÉTODOS	38
6.1	Localização e caracterização do experimento	38
6.2	Colhedora e regulagens ensaiadas	40
6.3	Quantificação da eficiência de derriça	44
6.4	Quantificação da desfolha das plantas	46
6.5	Avaliação da porcentagem dos frutos derriçados para cada maturação	47
6.6	Avaliação do comportamento dinâmico dos ramos do cafeeiro	48
6.7	Instrumentação e aquisição dos sinais	49
6.7.1	Montagem dos equipamentos	51
6.7.2	Condicionamento e processamento dos sinais	54
6.7.2.1	Detecção de <i>outliers</i> para análise das amplitudes de vibração	59
6.7.2.2	Obtenção das energias dos sinais de vibração coletados pelo sensor	60
6.8	Transmissão de vibração das hastes derriçadoras para os ramos do cafeeiro	61
6.9	Análises estatísticas	62
7	RESULTADOS E DISCUSSÃO	64
7.1	Resultados Qualitativos	64
7.2	Resultados Quantitativos	75
7.2.1	Análise dos resultados para os ensaios realizados durante a primeira passada da colhedora	75
7.2.1.1	Análise dos resultados de variância para os ensaios de eficiência de derriça	75
7.2.1.2	Análise dos resultados de variância para os ensaios de desfolha	77
7.2.1.3	Análise dos resultados de variância para os ensaios da porcentagem de frutos verdes derriçados	79
7.2.1.4	Análise dos resultados de variância para os ensaios de frutos cereja derriçados	84
7.2.1.5	Análise dos resultados de variância para os ensaios de porcentagem de frutos passa e/ou secos derriçados	88
7.2.1.6	Amplitudes e transmissibilidades de vibração obtidas para a primeira passada da colhedora	91

7.2.1.7	Análise estatística dos resultados de amplitudes e transmissibilidades de vibração realizadas pelo ramo do cafeeiro, durante a primeira passada da colhedora	95
7.2.1.8	Análise dos resultados de correlação referente à primeira passada da colhedora	104
7.2.2	Análise dos resultados para os ensaios realizados durante a segunda passada da colhedora	107
7.2.2.1	Análise dos resultados de variância para os ensaios de eficiência de derricha ..	107
7.2.2.2	Resultados da análise de variância para os ensaios de desfolha	108
7.2.2.3	Resultados da análise de variância para a porcentagem de frutos verdes derrichados	110
7.2.2.4	Análise dos resultados de variância para os ensaios da variável frutos cereja derrichados	113
7.2.2.5	Análise dos resultados de variância para os ensaios da variável porcentagem de frutos passa e/ou secos derrichados	115
7.2.2.6	Amplitudes e transmissibilidades de vibração obtidas para a segunda passada da colhedora	118
7.2.2.7	Análise dos resultados de transmissão de vibração da colhedora para o cafeeiro, durante a segunda passada da colhedora	120
8	CONCLUSÕES	129
8.1	Perspectivas Futuras	130
	REFERÊNCIAS	131
	ANEXO A - DESLOCAMENTOS DO RAMO DURANTE A PRIMEIRA PASSADA DA COLHEDORA.....	137

1 INTRODUÇÃO

A cafeicultura atual se destaca mundialmente pela sua importância socioeconômica nos mais diversos setores. Além de estar fortemente presente na mesa do consumidor como produto para consumo doméstico, o café agita o comércio nas cafeterias de muitos países, movimentando o mercado de transportes, gera emprego nas fazendas, armazéns, indústrias de máquinas e equipamentos, nos portos e também está inserido nos mercados de produtos farmacêuticos e cosméticos. Juntamente com a demanda pelo produto, a necessidade de produção também aumenta.

O uso da mecanização agrícola nas diversas operações de campo é um dos grandes fatores que impulsionaram o aumento da produção mundial de grãos, trazendo aos produtores rurais diversos benefícios, como a redução de custos e a rapidez na realização das operações de campo (OLIVEIRA et al. 2007; CUNHA et al., 2016).

No setor cafeeiro, a mecanização proporcionou o surgimento de novas tecnologias e de diversos modelos de colhedoras, colocando o cafeicultor mais competitivo no mercado agrícola.

A utilização da mecanização na cafeicultura é um caminho para o agricultor se manter competitivo na atividade, principalmente a mecanização do processo de colheita do café (*Coffea arabica* L.), o qual demanda grande quantidade de trabalho em um período curto, quando comparado aos demais processos.

A colheita mecanizada dos frutos do cafeeiro tem sido realizada por meio de vibração mecânica. A partir da associação de fatores como frequência e amplitude de vibração, pode-se transferir quantidade de energia suficiente para o desprendimento dos frutos (SRIVASTAVA et al., 1996; CIRO, 2001; SANTOS et al. 2010).

O café é um produto cujo preço está diretamente relacionado a parâmetros de qualidade, podendo as perdas financeiras variar de 10 a 20% quanto ao aspecto do produto, 40% em função da bebida e até 60% para café de mau aspecto e apresentando bebida ruim (FILGUEIRAS, 2001).

A derriça total dos frutos presentes na árvore pode proporcionar perda de qualidade da bebida do café (OLIVEIRA et al.2007) e por isso, a colheita seletiva vem sendo empregada buscando derriçar de forma selecionada, os melhores frutos.

Segundo Ferraz et al. (2012), a colheita do café é mais difícil de estudar do que as das culturas como cereais, devido arquitetura da planta (altura, largura, comprimento de ramos e quantidade de folhas), a maturação não uniforme dos frutos e seu elevado teor de água.

A mensuração de parâmetros que caracterizam a vibração da planta de café e das suas partes constituintes é difícil de ser realizada (VILLIBOR, 2012). Assim como citado por Ferraz et al. (2012), Villibor (2012) complementa que para a colheita mecânica do café, parte das dificuldades observadas é atribuída à arquitetura e às características geométricas dos ramos e do sistema fruto-pedúnculo do café.

Além das dificuldades referentes à planta, na colheita mecânica do café por vibração, segundo Ferreira Júnior et al. (2016b), é necessário entender também o comportamento dinâmico das hastes derriçadoras das colhedoras de café, pois são elas as responsáveis por entremear os ramos do cafeeiro e transmitir energia vibracional às plantas, ramos e frutos.

Um dos primeiros estudos sobre colheita mecânica do café, realizado por Watson et al. (1981) apontam a necessidade de frequências de vibração de até $1200 \text{ ciclos.min}^{-1}$ (20 Hz) para derriça de frutos verdes no período inicial de colheita. Apesar de as colhedoras de café existirem há mais de quatro décadas, pouco se evoluiu em termos de projeto dos componentes que fazem parte do sistema de derriça dessas colhedoras.

Guedes (2011) relata que para o aperfeiçoamento de máquinas destinadas à colheita do café, é necessário o conhecimento prévio de detalhes relativos às propriedades mecânicas, geométricas e dinâmicas dos frutos e da planta.

No entanto, ainda há carência de informações sobre a interação dinâmica entre o sistema de derriça das colhedoras e o cafeeiro. Entender o comportamento dessa relação no momento da colheita é fundamental para o gerenciamento da colheita, orientação de regulagens e evolução dos componentes constituintes dos sistemas de derriça dessas máquinas.

Atualmente, a maior parte das informações adquiridas sobre medições de níveis de vibração e parâmetros modais do sistema fruto-pedúnculo do café é proveniente ou de resultados de simulação matemática do comportamento dinâmico desse sistema ou de técnicas de processamento de imagens, conforme Santos (2008), Santos et al. (2010), Villibor (2012), Tinoco et al. (2014) e Coelho et al. (2016).

Em condições reais de campo, diversos fatores como clima, adversidades do terreno, características física e biológica da planta, atrito dos componentes mecânicos do sistema de derriça e outros fatores operacionais, contribuem para a complexidade da interação dinâmica entre a colhedora e o cafeeiro, podendo influenciar na eficiência de derriça, desfolha e seletividade (FERREIRA JÚNIOR et al. 2016a).

Esses fatores, devido à suas complexidades são dificilmente atribuídos e considerados em técnicas de simulação matemática e processamento de imagens. Assim, o uso de métodos

de coleta de dados mais práticos, por meio da experimentação de campo e com auxílio da instrumentação e de técnicas computacionais torna-se necessário.

De acordo com Roque & Schievelbein (2016), o desenvolvimento de tecnologias computacionais na área agrícola não é algo novo, mas um desafio evolutivo diário, pois todos os anos surgem novas tecnologias aplicadas nesta área com objetivo de obter melhorias no processo de produção agrícola e redução de custos operacionais inerentes ao mesmo processo.

Nesse contexto, Ferreira Júnior (2014) e Ferreira Júnior et al. (2016c), através de instrumentação com acelerômetros, desenvolvimento de um sistema de aquisição e auxílio de técnicas de processamento de sinais, mapearam o comportamento de vibração das hastes derrçadoras de uma colhedora de café, identificando o perfil de deslocamento dessas hastes nas principais regulagens recomendadas por Sales (2011, 2015) para a colheita mecânica do café.

Ferreira Júnior et al. (2016) obtiveram sucesso instrumentando as hastes vibratórias de uma colhedora de café, vale destacar que o uso de acelerômetros em conjunto com sistemas de aquisição de dados e nas condições reais de campo, podem extrair informações diagnósticas importantes que auxiliem tanto no gerenciamento da colheita mecânica do café como no desenvolvimento de novos sistemas de colheita por vibração.

Recentemente, a busca por melhor qualidade de bebidas e por cafés especiais cresceu de forma acelerada. De fato, o que há poucos anos atrás era uma tendência do mercado se tornou realidade, fazendo com que muitas propriedades cafeeiras (das pequenas às grandes) buscassem informações que agregassem valor, melhorando a qualidade de seus cafés e atendendo a demanda de um novo perfil de mercado, o de cafés especiais.

Uma das informações que tem auxiliado e direcionado o produtor em suas diretrizes para desenvolver café de qualidade atingindo melhores bebidas é a seletividade dos frutos durante o processo de colheita. Dessa forma, estudar parâmetros que auxiliem o cafeicultor a gerenciar a colheita mecânica seletiva, torna-se tarefa essencial.

Diante deste cenário, assim como é importante na maioria dos estudos apresentados sobre colheita mecânica do café por vibração, o estudo da frequência, da amplitude, da regulagem de força no freio dos cilindros vibradores, das forças de desprendimento dos frutos, das propriedades mecânicas, geométricas e dinâmicas dos frutos, é também necessário um maior conhecimento da interação colhedora-cafeeiro no momento de colheita, como propõe o presente trabalho.

A instalação de sensores na planta poderia representar de forma mais significativa por ser nas condições reais de colheita, o comportamento dinâmico dos ramos em termos de amplitude e frequência de vibração.

Dessa forma, o presente trabalho utiliza a instrumentação e técnicas de processamento e condicionamento de sinais, como ferramentas na investigação da relação dinâmica entre máquina e cafeeiro e sua influência sobre a eficiência de derriça, desfolha e seletividade dos frutos colhidos. A experimentação e coleta de dados foram realizadas em condições reais de campo durante a colheita mecânica do café, na busca pela obtenção de resultados que contribuam positivamente para o desenvolvimento do setor cafeeiro.

2 OBJETIVOS

2.1 Objetivo geral

Avaliar a colheita mecânica do café por vibração e a interação colhedora e cafeeiro, a fim de conhecer o comportamento dinâmico das hastes vibratórias sobre as plantas e os efeitos sobre a colheita, desfolha e seletividade dos frutos.

2.2 Objetivos específicos

- a) Avaliar a porcentagem dos frutos derriçados nos diferentes estádios de maturação, a eficiência de derriça e desfolha, consequentes da operação de colheita mecânica com duas passadas da colhedora (sendo a primeira passada no início e a segunda no fim da safra);
- b) Encontrar e avaliar as amplitudes (deslocamentos “pico a pico”) de vibração realizadas pelos ramos plagiotrópicos do cafeeiro, resultantes da colheita mecânica por vibração;
- c) Avaliar a transmissibilidade de vibração da interação dinâmica entre as hastes derriçadoras da colhedora e os ramos plagiotrópicos do cafeeiro;
- d) Analisar e compreender os efeitos do comportamento dinâmico do cafeeiro sobre a eficiência de derriça, desfolha e seletividade dos frutos.

3 HIPÓTESE

A hipótese deste trabalho consiste em investigar o comportamento dinâmico dos ramos do cafeeiro em termos de amplitude e frequência de vibração, e encontrar uma relação entre as hastes derrçadoras da colhedora e os ramos do cafeeiro, que auxilie a compreender os efeitos sobre a seletividade dos frutos, eficiência de derrça e desfolha das plantas.

Estima-se também que a eficiência da colheita seletiva mecanizada pode ser aperfeiçoada através da investigação experimental da interação dinâmica máquina-planta.

4 CONTRIBUIÇÕES ORIGINAIS

Este trabalho apresenta como contribuições inéditas, a utilização da instrumentação das plantas do cafeeiro, em conjunto com técnicas de condicionamento e processamento de sinais para aquisição e interpretação de dados que foram coletados durante a colheita mecânica do café.

Mais especificamente destacam-se:

- a) Instrumentação de plantas de café com sensores, realizada em condições reais de campo;
- b) Obtenção da característica espectral dos sinais de vibração resultantes da interação colhedora e cafeeiro.
- c) Obtenção das amplitudes de vibração realizada pelos ramos do cafeeiro consequentes da passagem da colhedora pelas plantas, em diferentes condições de regulagem.
- d) Obtenção da relação dos parâmetros dinâmicos obtidos do cafeeiro, com os ajustes de regulagem da colhedora e os efeitos sobre eficiência de derriça, seletividade dos frutos e desfolha de plantas.

5 REVISÃO DE LITERATURA

5.1 A cafeicultura no Brasil

O setor cafeeiro constitui um dos setores mais importantes da economia brasileira pela sua expressão na pauta de exportação e geração de emprego e renda, sendo um dos produtos estratégicos do país. Segundo Bacha (1998), a cafeicultura foi responsável, inicialmente, pela formação econômica das regiões mais desenvolvidas do país, uma vez que a industrialização do centro-sul brasileiro esteve atrelada a uma cafeicultura forte e geradora de divisas, implicando em toda uma logística de prestação de serviços como transporte, armazenamento, operação administrativa e distribuição.

O Brasil é atualmente o maior produtor e exportador de café do mundo. Quanto ao consumo, segundo a Associação Brasileira da Indústria do Café – ABIC (2017) e Departamento de Agricultura dos Estados Unidos - USDA (2017), o Brasil permanece como segundo maior consumidor mundial de café, superado apenas pelos Estados Unidos.

Na cafeicultura brasileira, o estado de Minas Gerais destaca-se como o maior produtor, seguido por Espírito Santo, São Paulo, Bahia e Paraná, sendo a região do Sul de Minas responsável por mais da metade da produção total do estado de Minas Gerais, conforme informações da Companhia Nacional de Abastecimento - CONAB (2017).

O abastecimento mundial de café é bastante dependente das colheitas brasileiras. Segundo dados da CONAB (2017), a produção brasileira de café na safra 2017 é estimada em 44,97 milhões de sacas beneficiadas, redução de 12,5% quando comparado com a produção de 51,37 milhões de sacas obtidas no ciclo anterior (CONAB, 2017).

Para café arábica, estimou-se 34,25 milhões, 21,1% inferior ao volume produzido na safra anterior, que foi de 43,38 milhões de sacas de café beneficiado. Essa redução se deve principalmente à bienalidade negativa nas maiores regiões produtoras. A área total plantada no país com a cultura totaliza 2,21 milhões de hectares, semelhante à cultivada em 2016. Desse total, 344,92 mil hectares (15,6%) estão em formação e 1,87 milhão de hectares (84,4%) em produção (CONAB, 2017).

O estado de Minas Gerais aparece como o maior produtor de café brasileiro, respondendo com 59,81% de toda produção nacional na safra de 2016 (CONAB, 2017). Segundo Pereira (2008), a cafeicultura se destaca como a maior atividade do setor agropecuário do estado. Dentro deste contexto, pode-se citar a região do Sul de Minas, destacando-se como o maior produtor de café.

5.2 O cafeeiro

Os cafeeiros são plantas Angiospermas pertencentes à divisão do grupo das Fanerógamas e da classe dicotiledônea. Sua ordem é chamada de Rubiales, família Rubiaceae da tribo Coffeaceae, subtribo Coffeinae, originada dos gêneros *Coffea* e *Psilanthus*. As espécies do gênero *Psilanthus* têm estilo curto e flores com anteras e estigmas inclusos, não ultrapassando o tubo da corola. Nas espécies do gênero *Coffea*, as flores apresentam anteras, estigmas proeminentes e estilo longo. É composto por dois subgêneros, *Coffea* e *Baracoffea*. O Subgênero *Coffea* agrupa 103 espécies (DAVIS et al., 2006; GUERREIRO FILHO et al., 2008).

Mais especificamente, o cafeeiro é um arbusto com altura que varia de 2,0 a 4,0 m, autógamo, de tronco cilíndrico, raiz pivotante profunda e muito ramificada, principalmente nas proximidades da superfície do solo. Apresenta ramos laterais primários longos e flexíveis (plagiotrópicos) contendo também ramificações secundárias e terciárias. O clima ideal é o tropical úmido, de temperaturas amenas, variando na faixa de 18 a 22° C (THOMAZIELLO et al., 1997; GUIMARÃES et al., 2002).

A espécie *Coffea arábica* L., oriunda da Etiópia, foi introduzida no Brasil no século XVII, sendo largamente plantada em diversas regiões do país e do continente americano até os dias atuais (THOMAZIELLO et al., 1997; GUIMARÃES et al., 2002).

Há cerca de 100 espécies descritas do gênero *Coffea*, mas somente duas, a *C. arábica* L. e a *C. canephora* produzem frutos com importância econômica no mercado internacional. Os cafés da espécie *C. arábica* L. são os que produzem a bebida de melhor qualidade (PEREIRA & SAKIYAMA, 1999; MATIELLO et al., 2002).

5.3 Colheita do café

Segundo o Instituto Brasileiro do Café – IBC (1974), a colheita do café é variável de região para região, em função da altitude, da latitude e das condições climáticas locais, devendo ser iniciada quando a maior parte dos frutos estiver madura e antes que se inicie a queda dos frutos secos.

A colheita pode ser considerada uma das mais complexas e onerosas etapas do ciclo de produção do café, devido à grande demanda de mão-de-obra e por estar associada ao índice de qualidade do produto (OLIVEIRA, 2007).

Silva (2004) destaca a colheita como um dos processos mais importantes na cadeia produtiva do café, pois esta etapa requer utilização de muito trabalho em um período curto do ano e é o princípio da manutenção da qualidade do fruto. Os mecanismos utilizados para a realização das operações e a sua ordem de execução definem os sistemas de colheita, que podem ser manual, semimecanizado e mecanizado.

Com a redução da disponibilidade de mão-de-obra no campo, devido à industrialização e com a maturação dos frutos em um período curto, os cafeicultores encontram na fase de colheita suas maiores dificuldades. Isso requer grande expansão da mecanização nessa atividade, principalmente em relação ao desenvolvimento de equipamentos e máquinas eficientes para a colheita mecânica (SILVA, 2008).

Oliveira et al. (2007), avaliando os custos operacionais da colheita mecanizada do cafeeiro, encontraram redução do custo total da colheita mecanizada na ordem de 62,36% em relação à colheita manual.

Dessa forma, a mecanização da colheita torna-se um processo fundamental e irreversível, sobretudo, à valorização do homem e à maximização dos resultados das safras, estando hoje em grande expansão.

A colheita do café ocorre em um curto período de tempo, encontrando dificuldades em função da desuniformidade de maturação e o teor de água dos frutos, do formato das plantas e, ainda, enfrentando problemas com a falta de mão-de-obra em algumas áreas cafeeiras. Como resultado, a colheita mecanizada com o uso de colhedoras torna-se uma opção interessante, pois, em determinadas condições, as máquinas agrícolas podem realizar o trabalho de até 250 homens (SILVA, 2004).

5.3.1 Colheita mecânica do café

Sampaio (2000), naquela época, afirmou que a colheita de café no Brasil era feita de forma manual e a escassez de mão de obra para a colheita era um dos maiores problemas enfrentados pelos cafeicultores. Diante disso, fez-se necessário o desenvolvimento de sistemas de colheita mecânica ou sistemas de colheita mistos, os quais são amplamente utilizados nos dias de hoje.

A colheita mecanizada do café está se difundindo rapidamente nas várias regiões produtoras, principalmente naquelas em que as lavouras são novas, planejadas e em topografia favorável para a mecanização (SILVA, 2008).

A colheita mecanizada é um importante fator na redução do custo de produção do café, sendo esta redução diretamente proporcional ao grau de mecanização das operações, que atinge seu ápice com o emprego de colhedoras automotrizes. Há uma crescente busca pelo aumento da produtividade, gerando uma demanda de mão de obra nem sempre disponível e a presença de assistência técnica especializada disponível (SILVA, 2008).

Silva & Salvador (1998), estudando a colheita mecanizada do café, observaram que, além de ser uma técnica economicamente viável, apresenta um comportamento seletivo dos grãos, justamente antepondo-se a uma das maiores limitações da colheita, a desuniformidade de maturação dos frutos, que prejudica o desempenho operacional e a qualidade final do café.

A partir deste comportamento, muitos produtores passaram a adiantar o início de safra, tendo como objetivo a colheita seletiva, fazendo-a em duas passadas. A primeira, quando a planta estivesse com 40% a 50% de frutos verdes, colhendo-se o máximo possível de café maduro e a segunda, em média, 30 dias após a primeira passada da colhedora, colhendo-se o restante dos frutos (SILVA et al., 2000).

Segundo Sampaio (2000), embora as máquinas colhedoras de café tenham surgido somente na década de 80, adaptadas de colhedoras mecânicas de amoras nos EUA, a colheita mecanizada de produtos por meio de vibração mecânica vem sendo estudada por diversos pesquisadores. O mesmo autor também afirma que um dos fatores importantes no desenvolvimento de máquinas de colheita por vibração é a determinação das frequências naturais do pedúnculo do fruto do cafeeiro. A utilização de fontes excitadoras com frequências de vibração iguais às frequências naturais viabiliza o desprendimento dos frutos.

5.4 Colheita por vibração

A vibração mecânica é um dos princípios mais usados em máquinas para colheita mecânica de frutos. Equipamentos que utilizam esse princípio fazem a remoção dos frutos através da associação adequada entre frequência e amplitude de vibração (SESSIZ & ÖZCAN, 2006).

Segundo Barbosa et al. (2005), dentre os equipamentos empregados na colheita de café por vibração destaca-se as colhedoras automotrizes ou tracionadas por trator e as derriçadoras portáteis. Estas máquinas empregam hastes vibratórias no processo de transferência de energia mecânica para o sistema fruto-pedúnculo.

A derriça dos frutos de café utilizando vibração mecânica pode ser influenciada por fatores relativos à máquina e pela própria planta. A resposta da planta de café submetida à

vibração depende diretamente das propriedades mecânicas das partes constituintes tais como o sistema fruto-pedúnculo e os ramos (VILLIBOR, 2012).

Um dos primeiros estudos sobre colheita do café por vibração mecânica, realizado por Watson et al. (1981) indicam a necessidade de frequências de vibração entre 800 e 1200 ciclos.min⁻¹ (13,3 a 20,0 Hz) para a derriça de até 95% dos frutos, para as variedades Mundo Novo e Catuaí, sendo as maiores frequências necessárias no início de safra devido à maior resistência dos frutos a se desprenderem do ramo.

Souza (2004) mostrou a importância do estudo e compreensão de parâmetros como o efeito das frequências de excitação e amplitudes de vibração. Considerando diferentes comprimentos de ramos do cafeeiro e estádios de maturação para o procedimento de derriça dos frutos do cafeeiro, Souza (2004) verificou em seus estudos que o comprimento do ramo e o estágio de maturação afetaram o processo de derriça, bem como, as amplitudes de vibração de 22 a 33 mm e as frequências de excitação de 18 a 20 Hz promoveram maiores eficiências de derriça dos frutos de café.

Com o objetivo de avaliar a influência da vibração das hastes e da velocidade de deslocamento da colhedora no processo de colheita mecanizada do café, Oliveira et al. (2007) concluíram que na primeira passada, o volume de café colhido, a desfolha e a eficiência de derriça foram 29,25%, 31,12% e 31,85%, respectivamente, superiores na maior vibração ajustada na colhedora (16,8 Hz).

Combinando diferentes frequências e amplitudes de vibração, Santos et al. (2010) verificaram que o aumento da amplitude e da frequência incrementaram a eficiência de derriça, além de que pedúnculos com maior número de frutos tenderam a apresentar maior média na eficiência de derriça.

Silva et al. (2015), utilizando a técnica “*neuro-fuzzy*” para avaliar o desempenho operacional da colheita mecânica em cafeeiro, constataram aumento de eficiência de colheita com o aumento da vibração ajustada no cilindro vibrador da colhedora e do índice de maturação dos frutos de café. Os autores concluíram também que existe uma relação direta entre vibração das hastes derriçadoras com a porcentagem de frutos verdes colhidos, sendo a colheita mecânica seletiva facilitada com o aumento do índice de maturação da cultura.

Através do estudo do comportamento de vibração das hastes derriçadoras de uma colhedora de café automotriz, Ferreira Júnior et al. (2016) recomendam regulagem de 12 kgf no freio (cinta) do cilindro vibrador em uma frequência de 12,5 Hz (750 ciclos.min⁻¹), com haste de 640 mm de comprimento para as situações onde se busca menor contato das hastes com os frutos, como é o caso da colheita seletiva.

Ferreira Júnior et al. (2016) com auxílio de um protótipo eletrônico de *hardware* livre para a coleta de dados, identificaram as diferentes trajetórias das amplitudes de vibração das hastes derrigadoras de uma colhedora de café. Este estudo destaca a importância da eletrônica na agricultura, visto que é possível, através do conhecimento da trajetória realizada pelas hastes, inferir sobre a recomendação de regulagem em colhedoras de café.

5.5 Força de desprendimento dos frutos

O desprendimento dos frutos de café ocorre quando a força inercial, devido ao movimento do fruto, torna-se maior do que a força de tração necessária para causar a remoção (PARCHOMUCHUK e COOKE, 1971).

A medição dessa força de desprendimento baseia-se na Lei de Hooke, que correlaciona o deslocamento de corpos com a força exercida sobre o mesmo, tal que a força é proporcional à variação do deslocamento.

Sampaio (2000) afirma que o conhecimento da força necessária para o desprendimento do fruto de café é útil no dimensionamento e na regulagem de equipamentos de colheita mecânica, ou ainda no desenvolvimento de máquinas para a pré-colheita e colheita seletiva de frutos de café.

A força de desprendimento dos frutos verdes e cerejas diferem entre cultivares e ao longo do período de maturação, podendo ser um parâmetro para o gerenciamento da colheita (SILVA et al., 2010).

Avaliando a força de desprendimento dos frutos do cafeeiro durante cinco períodos ao longo de uma safra, Silva et al. (2010) observaram, para a cultivar Catuaí Vermelho 144, a força de desprendimento média dos frutos verdes e cerejas foi de 9,6 N e 6,36 N, respectivamente.

De acordo com Ferraz et al. (2012) uma das maiores dificuldades dos produtores de café é determinar o momento adequado de iniciar a colheita mecanizada, em razão do formato da planta, da desuniformidade de maturação, do elevado teor de água dos frutos e também de variações nas propriedades físico-mecânicas (TINOCO et al. 2014), o que prejudica a mecanização da colheita, devido à remoção do fruto ser por vibração.

Silva (2008), por meio de experimentação em campo, definiu um parâmetro para auxiliar o cafeicultor na tomada de decisão entre se fazer uma colheita plena ou seletiva. Para isso, mensurou a diferença na força de desprendimento entre os frutos verdes e cerejas e definiu como parâmetro o valor médio de 3,0 N, ou seja, se a diferença entre a força de

desprendimento dos frutos verdes e cerejas encontrada for acima desse valor, recomenda-se a colheita mecânica seletiva, caso contrário, é indicada a colheita mecânica plena.

Esse critério pode auxiliar na dificuldade enfrentada pelos cafeicultores em definir o melhor momento para iniciar a colheita, como citado por Ferraz et al. (2012), entretanto, conforme observado por Ferreira Júnior et al. (2018) para o gerenciamento da colheita seletiva, além do estudo da diferença na força de desprendimento entre os frutos verde e cereja, outros fatores como proporção de maturação e carga pendente também devem ser consideradas na tomada de decisão para mais de uma passada da colhedora.

Avaliando a eficiência de colheita mecanizada em oito progênies de acordo com a força de tração necessária para o desprendimento dos frutos, Silva et al. (2013), concluíram que há diferença significativa entre as progênies avaliadas tanto na força de desprendimento como na eficiência de colheita.

Com o objetivo de verificar se os parâmetros força de desprendimento, maturação e teor de água dos frutos apresentam correlação com a condição nutricional do cafeeiro ao longo do período de maturação, Silva et al. (2016) encontraram forte relação entre as oscilações da força de desprendimento dos frutos com a umidade do solo e dos frutos.

Ferraz et al. (2017) estudando a variabilidade espacial dos atributos da planta do cafeeiro, destacaram o mapeamento da força de desprendimento dos frutos verdes, maduros e a diferença na força entre essas maturações, como fatores importantes e que permitem o gerenciamento da colheita dos frutos de cafeeiro.

5.6 Parâmetros modais da planta de café e transmissibilidade de vibração

As plantas de café são consideradas estruturas dinâmicas, biológicas e não uniformes, que durante o processo de colheita mecanizada, respondem à aplicação de vibrações mecânicas por meio de um movimento complexo.

Sua resposta é condicionada pelas propriedades modais tais como frequências naturais, amortecimento e modos de vibração, as quais são definidas de acordo com a magnitude, distribuição e relação entre massa, rigidez e amortecimento das partes constituintes (CASTRO-GARCÍA et al. 2008). Todos esses parâmetros interferem na transmissibilidade de vibração entre os dispositivos de derriça e o sistema fruto-pedúnculo do café, reforçando a necessidade de se estudá-los para as diferentes partes da planta de café e diferentes condições de vibração (VILLIBOR, 2012).

Sendo a transmissibilidade de vibração definida como a razão entre a amplitude de vibração da resposta e a vibração da entrada (RAO, 2008), para a colheita do café por vibração, pode-se definir a transmissibilidade de vibração através da razão entre a amplitude de vibração dos ramos do cafeeiro e a amplitude de vibração das hastes derriçadoras da colhedora, que através de excitação forçada, entremeiam os ramos do cafeeiro.

Quando a planta é submetida à vibração forçada, a resposta do sistema fruto-pedúnculo do café, devido aos esforços dinâmicos, torna-se mais complexa. Logo, outros fatores além da força de desprendimento, são influentes e necessários para a compreensão do comportamento dinâmico do sistema. A transmissibilidade de vibração é um parâmetro que pode ajudar no entendimento do comportamento do sistema e indicar faixas de trabalho favoráveis à seletividade dos frutos (VILLIBOR, 2012).

De acordo com Aristizábal et al. (2003) se uma frequência de excitação estiver próxima à frequência natural de qualquer subsistema da planta de café, então esse subsistema responderá com máxima amplitude de vibração. Dessa forma, a determinação das frequências naturais do sistema fruto-pedúnculo do café pode contribuir para aprimoramento dos dispositivos utilizados na derriça do café e para o estabelecimento de faixas de trabalho propícias à ressonância do sistema.

Através de técnicas de modelagem matemática, Espinosa et al. (2007) obtiveram valores de frequência natural associada ao modo pendular entre 15,9 e 18,6 Hz, para frutos maduros; e 19,5 e 22,4 Hz para frutos verdes. Utilizando métodos numéricos (método de elementos finitos) e experimentação laboratorial, Santos (2008) encontrou para a derriça do café, valores associados ao primeiro modo de vibração de 19,86 Hz e 23,21 Hz, para o estágio de maturação cereja e verde, respectivamente, para a variedade Catuaí Vermelho.

Por meio de experimentação laboratorial utilizando uma máquina vibradora eletromagnética, Santos et al. (2010) submeteram partes de ramos plagiotrópicos de café da variedade Mundo Novo à variações de frequência e amplitudes de vibração para os graus de maturação verde, verdoengo, cereja e passa, obtendo os maiores valores médios de eficiência de derriça na maior frequência de vibração ensaiada (26,67 Hz) para todos os graus de maturação.

Com base nos resultados obtidos por Espinosa et al. (2007), Santos (2008) e Santos et al. (2010), percebe-se que os valores de frequência de vibração encontrados, necessários para a derriça do café, estão acima dos valores de frequência de vibração disponibilizados para a regulagem das colhedoras de café existentes atualmente no mercado de máquinas agrícolas, as quais de forma geral oferecem regulagens na faixa de 12 a 16 Hz. Segundo Ferreira Júnior et

al. (2016), ainda há uma carência de informações sobre a relação dinâmica entre a colhedora e o cafeeiro.

Durante o processo de colheita mecânica, existem mecanismos da planta de café que dissipam a energia vibracional aplicada nestas plantas. A dissipação de energia é caracterizada pelo amortecimento do sistema.

Queiroz et al. (2010) determinaram as características de amortecimento dos ramos plagiotrópicos de café sem folhas para as variedades Catuaí Vermelho e Mundo Novo, obtendo valores médios de 0,031 e 0,024 para as variedades estudadas, respectivamente, caracterizando um sistema subamortecido. Aristizábal et al. (2003) através da determinação do coeficiente de amortecimento do cafeeiro com e sem a presença de folhas para três diferentes variedades, verificaram um decréscimo de até 50% na razão de amortecimento quando as folhas eram retiradas da planta de café, evidenciando o potencial em dissipar energia das folhas.

Quando a vibração é imposta à base dos galhos e a energia vibracional deve ser transmitida aos frutos, em diferentes condições, permite a identificação dos valores de frequência que induzem a picos de amplificação da vibração (CASTRO-GARCÍA et al., 2011).

Mesmo trabalhando nas faixas de ressonância do sistema, a transmissibilidade de vibração entre os dispositivos de derriça e o sistema fruto-pedúnculo do café pode ser reduzida devido à dissipação de energia. O amortecimento influencia a transmissibilidade de vibração através da planta de café durante a derriça por vibrações mecânicas (RAO, 2008).

A transmissibilidade de vibração dos dispositivos de colheita até o sistema frutos-pedúnculo do café é um parâmetro vibracional que incide diretamente na eficiência e na seletividade na derriça (VILLIBOR, 2012).

Dessa forma, entender os efeitos da interação dinâmica entre máquina e planta requer uso de técnicas e tecnologias para a obtenção precisa e confiável dos dados.

De acordo com Roque e Schievelbein (2016), o desenvolvimento de tecnologias computacionais na área agrícola não é algo novo, mas um desafio evolutivo diário, pois todos os anos surgem novas tecnologias aplicadas nesta área com objetivo de obter melhorias no processo de produção agrícola e redução de custos operacionais inerentes ao mesmo processo.

Assim, a seção seguinte tem por objetivo apresentar os principais conceitos sobre as técnicas utilizadas no processamento dos coletados em campo, referente ao presente trabalho.

5.7 Condicionamento e processamento de sinais

O condicionamento analógico de sinais é a primeira etapa básica de um sistema de aquisição de dados e muitas vezes essencial. Ele se faz necessário para ajustar o sinal de entrada em amplitude, frequência ou nível. Podem ser implementado utilizando desde topologias simples a complexas, passivas ou ativas, em tempo contínuo ou discreto (HAYKIN & VEEN, 2002 e PALL'as-ANERY et al., 2001).

O condicionamento de sinais é necessário para converter os sinais adquiridos com sensores e então “interfacear” de forma adequada com outros elementos num dado controle de processo. Em outras palavras, o condicionamento de sinais proporciona a operação necessária para tornar os sinais de sensores adequados para análise ou alguma interpretação física.

A variedade de sensores necessários para transformar um grande número de variáveis existentes num sistema de controle de processo, em sinais elétricos analógicos ou digitais, produz um igualmente grande número de sinais com características diferentes (DALLY et al., 1993 e OPPENHEIM et al., 2010).

Ademais, os sinais de transdutores (sensor e/ou circuito de controle), geralmente:

- a) possuem baixa intensidade;
- b) estão corrompidos por ruídos provenientes de fontes diversas;
- c) sofrem de não linearidades;
- d) necessitam de uma saída padronizada, por exemplo em tensão de 0 a 5V ou em corrente de 4 a 20 mA.

O condicionamento de sinais pode ser resumido pela aplicação de uma representação matemática (função de transferência). Por exemplo, um simples amplificador de tensão tem uma função de transferência representada por uma constante, que, quando multiplicada pelo sinal de entrada (do sensor), resulta no sinal de saída adequado (esperado) para ser processado ou interpretado.

Basicamente, o condicionamento de sinais pode ser categorizado em seis tipos (JONHSON, 1993): mudança de nível, linearização, conversão, isolamento, filtragem e casamento de impedância.

A mudança de nível é aplicada quando há a necessidade de amplificar ou atenuar o nível do sinal. Geralmente amplificadores CC (Corrente Contínua) ou de baixas frequências são utilizados.

A linearização é empregada quando o sensor é não linear. Em geral, a linearização é realizada por um amplificador cujo ganho é função do nível do sinal de entrada.

A conversão é empregada quando se deseja converter um tipo de variação elétrica em outra. Por exemplo, transformar corrente em tensão e vice-versa, ou mesmo transformar o sinal em modulação AM (Amplitude Modulada) / FM (Frequência Modulada) para ser transmitido sem fio, ou em PWM (*pulse width modulated* – modulação por largura de pulso) para aplicações de alta precisão.

Quando o sinal do sensor possui uma voltagem de modo comum muito acima do valor máximo tolerável do circuito de condicionamento de sinal, utilizam-se amplificadores isolados para interfacear este sinal ao circuito de condicionamento e aquisição. Esta etapa é conhecida por isolamento.

A etapa de filtragem é uma etapa muito importante do condicionamento de sinais e que está intimamente relacionada com processamento de sinais, visto que compreende a aplicação de filtros analógicos ou digitais, implementados utilizando técnicas de processamento de sinais, a fim de eliminar frequências de sinais indesejados do sinal de interesse. Os filtros analógicos podem ser implementados apenas com elementos passivos, como resistores, capacitores, indutores, ou filtros ativos, com o uso de amplificadores operacionais realimentados.

5.8 Processamento digital de sinais

O avanço dos algoritmos de processamento digital de sinais e da tecnologia de circuitos integrados no início dos anos 80 fez com que muitas funções tradicionalmente realizadas por circuitos analógicos passassem a ser mais facilmente sintetizadas digitalmente.

Atualmente, as técnicas de processamento de sinais são tão poderosas, que em inúmeras aplicações não é possível alcançar o mesmo desempenho com o processamento analógico de sinais. Isto ocorre também pela alta capacidade de processamento dos *hardwares* atuais, os DSPs (*Digital Signal Processors*).

O processamento analógico de sinais é feito através do uso de componentes analógicos, como resistores, capacitores e indutores. Estes componentes possuem tolerâncias inerentes a variações de temperatura e tensão, e a vibrações mecânicas, que podem afetar muito a eficiência dos circuitos analógicos.

Por outro lado, o processamento digital de sinais apresenta facilidades bastante atrativas como: alterar, corrigir e atualizar aplicações. Além disso, este reduz a susceptibilidade ao ruído, o tempo de desenvolvimento, o custo e o consumo de energia.

As limitações do processamento digital de sinais estão relacionadas com o tempo de processamento requerido pelos conversores analógico digitais, que não podem operar rápido o suficiente para se trabalhar com uma taxa de amostragem requerida para o processamento de sinais de alta frequência. Isso, conseqüentemente, limita algumas aplicações que requerem operações em tempo real.

Uma das principais funcionalidades do processamento digital de sinais é a capacidade de implementação de filtros digitais, que são empregados em inúmeras aplicações com diferentes objetivos (MITRA, 2011).

5.8.1 Filtros digitais

Supondo que um sistema linear e invariante no tempo tenha resposta em frequência $H(e^{j\omega})$, cujo módulo é:

$$|H(e^{j\omega})| = \begin{cases} 1, & |\omega| \leq \omega_p \\ 0, & \omega_p < |\omega| \leq \pi \end{cases} \quad (1)$$

Então, para uma entrada representada por

$$x[n] = A\cos(\omega_1 n) + B\cos(\omega_2 n), \quad -\infty < n < \infty \quad (2)$$

Onde $0 < \omega_1 < \omega_p$ e $\omega_p < \omega_2 < \pi$, A e B representam os valores máximos dos cossenos, a saída do sistema será

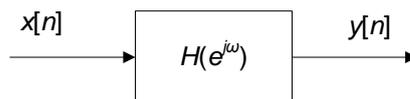
$$y[n] = A|H(e^{j\omega_1})|\cos(\omega_1 n + \angle H(e^{j\omega_1})) + B|H(e^{j\omega_2})|\cos(\omega_2 n + \angle H(e^{j\omega_2})) \quad , \quad -\infty < n < \infty \quad (3)$$

Mas, $|H(e^{j\omega_1})| = 1$ e $|H(e^{j\omega_2})| = 0$, então

$$y[n] = A \cos(\omega_1 n + \angle H(e^{j\omega_1})), \quad -\infty < n < \infty \quad (4)$$

O processo de filtragem equacionado de (1) a (4) pode ser representado pelo diagrama em blocos da Figura 1.

Figura 1 - Esquema de filtragem.



Fonte: Do autor (2018)

Visto como um dispositivo de processamento de sinais e de transmissão, o processo de filtragem descrito permite a passagem da componente de frequência ω_1 , e elimina a componente de frequência ω_2 . Generalizando, pode-se afirmar que este processo implementa um filtro passa-baixas, pois as componentes de frequência na faixa de 0 até ω_p passam pelo sistema sem alteração de amplitude, enquanto que as de frequência acima de ω_p são bloqueadas (na prática são atenuadas). A faixa de frequências de 0 a ω_p é chamada de faixa de passagem do filtro e a faixa de frequências de ω_p a π é chamada de faixa de rejeição.

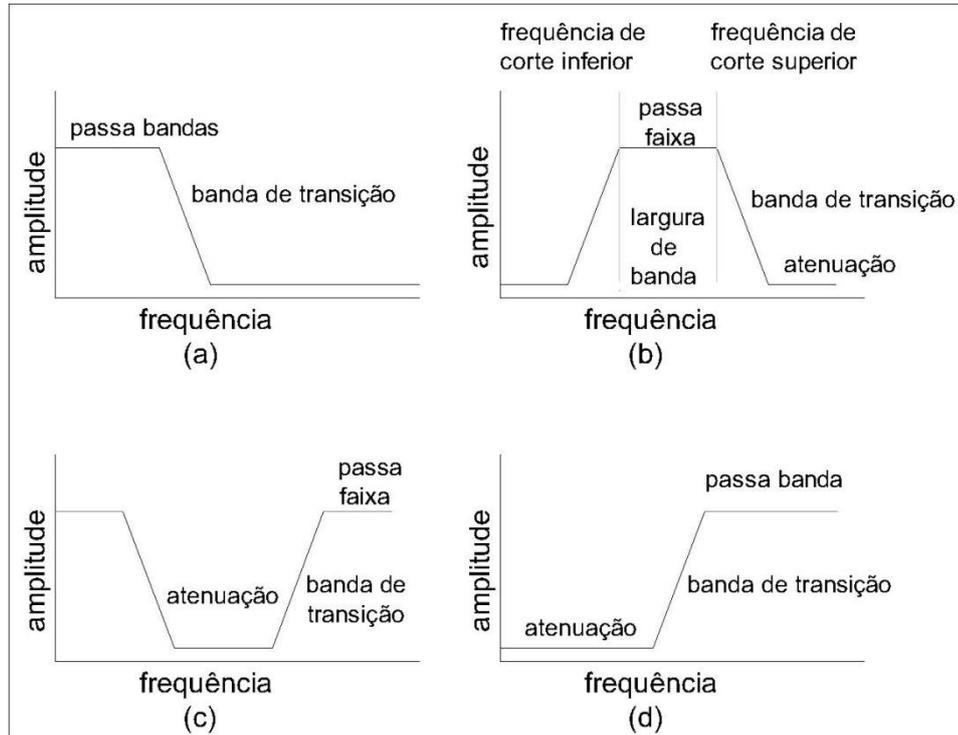
Um filtro passa-baixas é um passa-banda até uma dada frequência específica, denominada de frequência de corte. A Figura 2 (a) ilustra a resposta em frequência de um filtro passa-baixas. Na prática, procura-se projetar filtros em que a faixa (banda) de transição de uma faixa passante para uma faixa de rejeição e vice-versa ocupe a mínima faixa de frequência possível, evitando assim atenuar ou rejeitar frequências de interesse, ou deixar passar frequências indesejáveis.

Um filtro passa-faixas, cuja resposta em frequência é ilustrada na Figura 2 (b), permite a passagem de uma banda específica de frequência, atenuando/rejeitando baixas e altas frequências. A diferença entre a frequência de corte superior e inferior determina a largura de banda do filtro, ou seja, a largura da faixa de passagem.

Um filtro rejeita faixa, ilustrado na Figura 2 (c), é uma variante do filtro passa-faixas em que as frequências inferiores e superiores a uma determinada frequência não são atenuadas, enquanto que uma particular frequência é atenuada ao máximo (pode ser visualizado como uma combinação dos filtros passa-baixas e passa-altas).

O filtro passa-altas, ilustrado na Figura 2 (d), rejeita frequências inferiores a uma específica frequência, ou seja, atenua baixas frequências.

Figura 2 - Resposta em frequência de filtros: (a) passa-baixas, (b) passa-faixa, (c) rejeita faixa e (d) passa-altas.



Fonte: Do autor (2018).

A presente seção apresentou conceitos básicos e específicos sobre cafeicultura, colheita mecânica por vibração, força de desprendimento dos frutos de cafeeiro, parâmetros modais da planta de café e transmissibilidade de vibração e de forma mais detalhada, destacou os principais estudos sobre a colheita mecanizada do café por vibração. Apresentou também as técnicas de condicionamento e processamento digital de sinais, assim como aplicações específicas correlacionadas ao presente trabalho.

Na próxima seção serão apresentados os materiais e métodos aplicados neste trabalho, com foco na descrição detalhada de cada meio e recurso utilizado.

6 MATERIAL E MÉTODOS

6.1 Localização e caracterização do experimento

O experimento foi realizado durante a safra 2015/2016, na Fazenda Bela Vista, município de Nepomuceno, Sul de Minas Gerais, em uma área cafeeira de 2,6 ha (FIGURA 3), cujas coordenadas geográficas do centro da área são latitude 21°21'29.64"S, longitude 45°17'34.53"O e altitude de 958 m.

A área experimental é representada por um retângulo em linha azul e o talhão contornado por linha branca (FIGURA 3).

Figura 3 - Área experimental - Fazenda Bela Vista – Nepomuceno, MG.



Fonte: Do autor (2018)

A cultivar utilizada nas avaliações foi a Catuaí Vermelho IAC 144, plantada em novembro de 2004, com espaçamento de 3,60 m entre linhas e 0,80 m entre plantas. A altura média das plantas era de 2,20 m e largura média de saia de 1,10 m. A área experimental apresentava declividade média de aproximadamente 8%.

A amostragem para determinação da carga pendente (volume de frutos por planta) foi realizada em 5 pontos distribuídos aleatoriamente dentro da área, contendo 5 plantas de uma mesma linha de cada ponto.

Após a derriça manual sobre o pano, contabilizou-se a média em litros do volume de frutos colhidos por planta em cada ponto e depois a média entre a carga pendente dos 5 pontos.

A proporção de maturação foi obtida através da retirada de duas amostras de 0,5 L de frutos colhidos para cada ponto (CARVALHO et al., 2003; SILVA, 2008; SILVA et al., 2015), das quais foram separados os frutos verdes, cerejas e secos (frutos passas foram contabilizados como frutos secos), realizada a proporção da maturação em porcentagem para cada amostra e em seguida feita a média das maturações dos frutos contidos nessas amostras.

A Força de Desprendimento dos Frutos (FDF) foi realizada um dia antes do início da colheita, por meio de um Dinamômetro Digital Portátil (marca Instruterm e modelo DD 200), coletando amostras em 20 pontos distribuídos aleatoriamente dentro da área experimental, sendo que 1 ponto corresponde a 3 plantas, totalizando então 60 plantas amostradas.

Dessa forma, a FDF em cada planta amostrada foi realizada em duas partes: parte média superior e parte média inferior; tomadas em dois lados da planta, leste e oeste (perpendicular à linha de plantio). Além disso, foram avaliadas as forças de 8 frutos de café por planta, sendo 2 frutos verdes e 2 frutos cerejas na parte média superior da planta e o mesmo na parte média inferior da planta, totalizando 480 frutos amostrados. Os frutos cerejas apresentaram valores médios de 5,52 N e os frutos verdes 8,32 N.

Realizou-se o manejo de colheita mecânica com duas passadas da colhedora, com intervalo de 38 dias entre a primeira e segunda passada, sendo o primeiro ensaio (primeira passada) realizado no dia 02 de julho de 2016 e o segundo (segunda passada) no dia 09 de agosto de 2016. O manejo com duas passadas já vem sendo utilizado na propriedade com o objetivo de adentrar a lavoura na primeira passada com uma maior velocidade operacional e derriçar frutos mais maduros e na segunda passada uma menor velocidade operacional a fim de derriçar o maior volume possível de frutos da planta, independente da maturação destes.

Antes da primeira passada, a lavoura apresentou carga pendente média de 7,6 litros por planta e maturação de 42,5% de frutos verdes, 23,7% de cereja e 33,8% de frutos no estágio entre passa a seco. Já para a segunda passada da colhedora, a lavoura apresentou carga pendente média de 4,0 litros por planta e maturação de 10,9% de frutos verdes, 52,8% de cerejas e 36,3% no estágio entre passa a seco.

É importante ressaltar que apesar das avaliações (primeira e segunda passadas) ocorrerem em duas épocas distintas, este trabalho não tem como objetivo avaliar a diferença entre os períodos avaliados, mas cada um destes individualmente.

6.2 Colhedora e regulagens ensaiadas

Utilizou-se uma colhedora automotriz modelo K3 Challenger, marca Jacto (FIGURA 4).

Esse modelo de colhedora possui dois cilindros verticais, que oscilam de forma conjugada (dependente um do outro). É constituída de 36 flanges (jogo de hastes vibratórias) em cada cilindro, sendo 18 hastes por flange, totalizando 648 hastes por cilindro. Essas hastes são constituídas de um compósito (não informado pela fabricante) constituído por resinas e fibra de vidro.

O intuito da colheita de café por vibração mecânica é desprender o fruto da planta. O rompimento do pedúnculo (parte que liga o fruto ao ramo) pode ocorrer em consequência da vibração transmitida das hastes vibratórias da colhedora aos ramos do cafeeiro ou pelo impacto direto das hastes com o fruto. Essas hastes entremeiam as plantas do cafeeiro realizando a derriça dos frutos e por isso também são conhecidas como hastes derriçadoras. A Figura 5 ilustra o sistema das hastes da colhedora.

Figura 4 - Colhedora automotriz utilizada nos ensaios.



Fonte: Do autor (2018).

Neste trabalho, a colhedora foi configurada com hastes de dimensões: 13 x 570 mm (diâmetro x comprimento, respectivamente) nas 22 flanges inferiores e hastes de 13 x 600 mm nas 14 flanges superiores, em cada cilindro vibrador (Figura 5). Ressalta-se ainda que foram utilizadas hastes originais recomendadas pela fabricante da colhedora (Máquinas Agrícolas Jacto S/A).

Figura 5 - Configuração de hastes utilizadas na colhedora.



Fonte: Do autor (2018).

A configuração de posicionamento das hastes foi escolhida baseando-se no comprimento dos ramos laterais (plagiotrópicos) ao longo da planta (ramos mais curtos na parte superior e maiores na parte inferior), conforme lavoura se apresentava na época da colheita. Já para as dimensões das hastes, foram utilizadas por se conhecer o comportamento dinâmico destas em termos de amplitude de vibração, ensaiados por Ferreira Júnior (2014).

As regulagens da colhedora avaliadas foram:

- a) três frequências de vibração do cilindro, sendo 750; 850 e 950 ciclos.min⁻¹, correspondendo a 12,5; 14,2 e 15,8 Hz;
- b) três regulagens no freio do cilindro oscilador, resultando em torques de 42,89; 53,61 e 64,33 N.m. Esses valores, conforme metodologia para ajuste dessa regulagem, proposta por Sales (2011) correspondem a um ajuste de força medidos na terceira flange do cilindro vibrador, contados a partir da parte inferior do cilindro e a 450 mm medido ao longo da haste a partir da parte externa do cilindro (sendo diâmetro do cilindro de 0,193 m), conforme ilustra Figura 6. Essa regulagem foi ajustada para os ensaios, com valores de 8; 10 e 12 kgf, conforme orientado por Sales (2011);
- c) Uma velocidade para cada passada da colhedora, sendo de 1600 m.h⁻¹ na primeira passada e 950 m.h⁻¹ na segunda passada.

Figura 6 - Metodologia para ajuste de força na cinta do freio do cilindro oscilador.



Fonte: Sales (2011).

A regulagem da vibração do cilindro foi realizada pelo operador dentro da cabine, através de uma válvula controladora de fluxo e acompanhando a marcação do ponteiro no indicador de vibração modelo analógico, conforme indicado na Figura 7.

Figura 7 - Indicador de vibração do cilindro.



Fonte: Do autor (2018).

Para evitar erros sistemáticos ou aleatórios, que ocasionalmente incidem sobre os sistemas de medição que utilizam medidores analógicos, a rotação medida pelo indicador da colhedora foi conferida e ajustada com uso de um tacômetro digital portátil, modelo DT-2234C fabricante MEM, colocado na ponta do eixo do cilindro vibrador, conforme ilustra Figura 8.

Figura 8 - Medida da rotação do cilindro com tacômetro digital portátil.



Fonte: Do autor (2018).

A regulagem do torque dos cilindros é realizada através da pressão exercida por molas que se prendem a uma cinta que envolve a parte superior do cilindro, conforme ilustra a Figura 9.

Esse tipo de frenagem do cilindro vibrador (regulagem do torque) é conhecido como um sistema de freio de cinta (FIGURA 9), sendo compostas por quatro molas, duas em cada ponta da cinta (SALES, 2011; FERREIRA JÚNIOR & SILVA, 2016).

Figura 9 - Regulagem da força na cinta do freio do cilindro.



Fonte: Do autor (2018).

Para esse ajuste no freio do cilindro, deve-se apertar ou desapertar as porcas e contra porcas dos parafusos apresentados na Figura 9, aumentando ou diminuindo a força nas molas presas à cinta de freio (SALES, 2011; FERREIRA JÚNIOR, 2014).

Sales (2011) orienta para que ao mesmo tempo em que se faça essa regulagem apertando as porcas, outra pessoa deve ficar próxima aos cilindros, exercendo uma força sobre

a haste até que o cilindro gire. Essa mesma operação deve ser realizada para o outro cilindro, deixando ambos os lados com a mesma regulagem. Esses ajustes devem ser realizados com a máquina parada e com o sistema de vibração da colhedora desligado.

Conforme metodologia de Sales (2011) e com uso de um dinamômetro portátil, digital, modelo DD-500, fabricado pela Instrutherme Instrumentos de Medição Ltda (Figura 10), efetuou-se a regulagem da força na cinta do freio do cilindro vibrador, utilizando o kgf como a unidade de medição dessa regulagem.

Figura 10 - Dinamômetro portátil utilizado para quantificar as forças no cilindro vibrador.



Fonte: Sales (2011).

6.3 Quantificação da eficiência de derriça

Para os ensaios de campo, foram divididas parcelas experimentais contendo 12 plantas cada uma. Foram colocados panos debaixo da saia do cafeeiro de cada parcela, em ambos os lados das plantas (Figura 11). O objetivo dos panos é impedir que os frutos que são derriçados e não recolhidos pela colhedora, caiam no chão e sim no pano podendo então ser contabilizados. Entre uma parcela e outra, deixou-se uma distância de aproximadamente 20 metros para que a colhedora pudesse estabilizar suas regulagens até a próxima parcela, segundo a metodologia de Sales (2011, 2015).

Figura 11 - Disposição das parcelas experimentais.



Fonte: Do autor (2018).

Para a coleta dos volumes derrçados e recolhidos pela colhedora, foram utilizados baldes graduados de 20 litros (FIGURA 12). O volume de café derrçado foi coletado diretamente na saída do sistema de transporte, posicionando-se sacos no final da bica de descarga da colhedora e em seguida medindo o volume com o balde graduado.

Figura 12 - Balde graduado utilizado para quantificar o volume de café colhido.



Fonte: Do autor (2018).

Após a passagem da colhedora em cada parcela, foi realizado o “repasso” manual (retirada com derraça manual, da quantidade de frutos que permanecem nas plantas após a passagem da colhedora) em três plantas escolhidas aleatoriamente dentro da parcela. Em seguida quantificou-se o volume do repasse utilizando os baldes graduados.

O volume total de frutos por planta em cada parcela foi calculado por meio da Equação 5, proposta por Sales (2011):

$$VTF = \frac{Vdr+Vdc}{a} + \frac{Rp}{b} \quad (5)$$

Em que:

VTF é o volume total de frutos (L.planta⁻¹);

Vdr é o volume derriçado e recolhido pela colhedora (L);

Vdc é o volume derriçado pela colhedora caído no chão (L);

Rp é o volume derriçado manualmente após a passagem da colhedora (L);

a é o número de plantas por parcela (foram adotadas 12 plantas);

b é o número de plantas repassadas manualmente por parcela (foram adotadas 3 plantas).

A eficiência de derriça foi calculada pela Equação 6 proposta por Sales (2011):

$$E = \frac{VTD}{CPM} * 100 \quad (6)$$

Em que:

E é a eficiência de derriça (%);

VTD é o volume total derriçado em cada parcela (L.planta⁻¹);

CPM é a carga pendente média obtida em cada ensaio (L.planta⁻¹).

O volume total derriçado em cada parcela foi calculado pela Equação 7 proposta por Sales (2011):

$$VTD = \frac{Vdr+Vdc}{a} \quad (7)$$

A carga pendente média da lavoura para cada ensaio (passada da colhedora) foi calculada como a média de todas as parcelas do ensaio.

6.4 Quantificação da desfolha das plantas

Após a passagem da colhedora pelas parcelas, os panos foram retirados debaixo da saia do cafeeiro e as folhas e ramos recolhidos e colocados em sacos, em seguida pesados obtendo a desfolha por parcela. Em seguida esses dados foram somados e divididos pelo número de plantas por parcela (12 plantas) encontrando-se o valor de desfolha por parcela, em kg por unidade de planta.

A medição da desfolha foi realizada com uso de uma balança digital portátil (FIGURA 13).

Figura 13 - Balança portátil utilizada para pesagem das folhas.



Fonte: Do autor (2018).

Os dados das medições da desfolha, durante os ensaios, foram registrados e posteriormente armazenados no computador em planilhas eletrônicas.

6.5 Avaliação da porcentagem dos frutos derriçados para cada maturação

A porcentagem de frutos derriçados foi avaliada para os três estádios de maturação: verde, cereja, passa/seco, pois o interesse foi verificar quais das regulagens ensaiadas apresentaram melhor seletividade dos frutos.

As variáveis avaliadas (na primeira e segunda passada da colhedora) foram:

- a) Porcentagem de frutos verdes derriçados;
- b) Porcentagem de frutos cerejas derriçados;
- c) Porcentagem de frutos passas/secos derriçados;

Os dados levantados nos ensaios foram registrados, em seguida armazenadas em planilhas eletrônicas e posteriormente, submetidos à análise estatística.

6.6 Avaliação do comportamento dinâmico dos ramos do cafeeiro

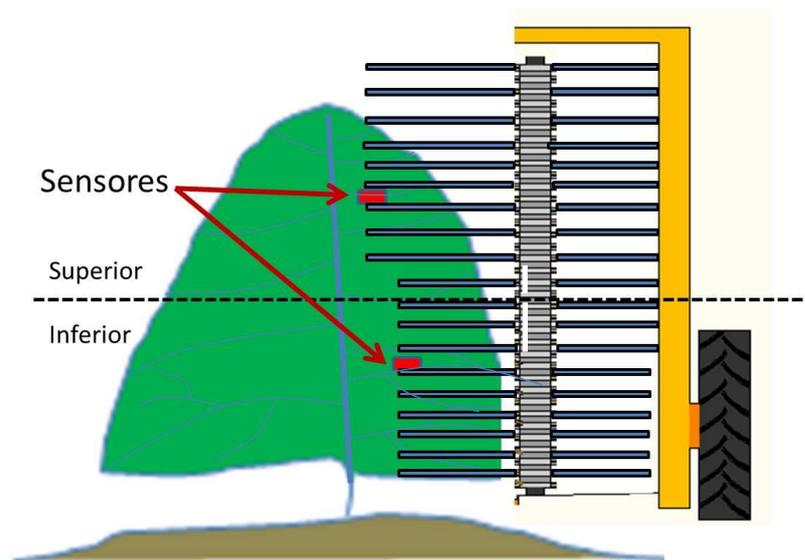
Com o objetivo de analisar o comportamento de vibração dos ramos do cafeeiro, em termos de amplitude de vibração, as plantas foram instrumentadas com acelerômetros em duas posições, parte média superior (S) e parte média inferior (I), conforme Figura 14.

O interesse em avaliar essas duas partes da planta se deu a partir da configuração de disposição das hastes derrçadoras da colhedora de café, citado na Seção 6.3 deste trabalho. Maiores detalhes sobre a descrição do sensor utilizado serão apresentados neste trabalho, na Seção 6.7.

Com intuito de descobrir as amplitudes que os ramos do cafeeiro alcançaram no momento da colheita, os sensores foram fixados no ramo em posição que coincida com o local de passagem das pontas das hastes derrçadoras da colhedora (FIGURA 14).

Os ramos instrumentados foram os ramos plagiotrópicos de ordem primária, pois estes possuíam folhas, frutos e ramos de ordem superior também com folhas e frutos.

Figura 14 - Posicionamento dos sensores na planta.



Fonte: Do autor (2018).

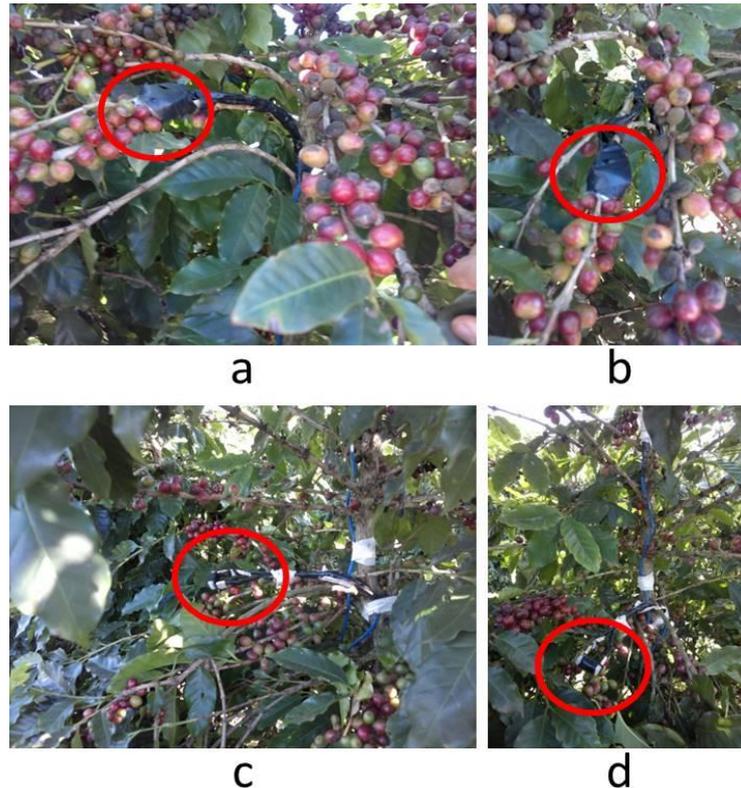
Em cada parcela, instrumentou-se apenas uma planta. Para isso, escolheram-se plantas posicionadas no meio da parcela e que se apresentavam com geometria mais uniforme, conforme a maioria das plantas da mesma parcela.

Os sensores foram posicionados nesses ramos, a um terço de seu comprimento (do centro da planta para sua extremidade), conforme apresentado na Figura 15, onde (a) e (b)

mostram o sensor posicionado no ramo da parte superior da planta e (c) e (d) o sensor posicionado no ramo da parte inferior da planta.

Conforme se verifica também na Figura 15, os sensores foram protegidos a fim de impedir danos, caso houvesse o contato direto com as hastes da colhedora. O mesmo foi fixado com auxílio de fitas adesivas.

Figura 15 - Posicionamento dos sensores nos ramos.

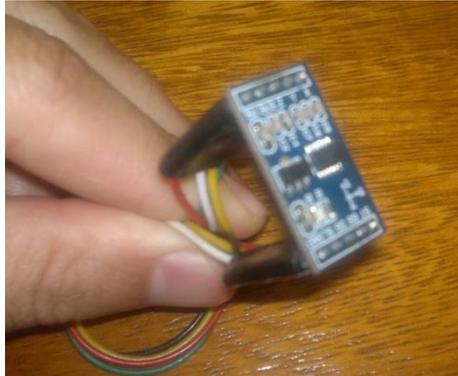


Fonte: Do autor (2018).

6.7 Instrumentação e aquisição dos sinais

Os materiais utilizados para aquisição dos sinais de vibração neste trabalho foram os mesmos utilizados por Ferreira Júnior (2014), porém com pequenas adaptações na montagem. Para a obtenção dos sinais de vibração, utilizaram-se acelerômetros triaxiais (x , y , z), capacitivos, modelo MMA7361 (FIGURA 16).

Figura 16 - Acelerômetro triaxial MMA7361.



Fonte: Ferreira Júnior (2014).

O sensor capacitivo deste acelerômetro mede 3mm x 5mm x 1mm e a dimensão total de seu conjunto (módulo acelerômetro) é de 15mm x 27mm x 5mm (FREESCALE, 2011).

Este acelerômetro possui as seguintes características (FREESCALE, 2011):

- a) baixo custo;
- b) baixo consumo de corrente: 400 μ A;
- c) baixa tensão de operação: 2,2 V a 3,6 V;
- d) sensibilidade selecionável: $\pm 1,5$ g ou ± 6 g;
- e) possui liga rápido com tempo de resposta de 0,5 ms;
- f) auto teste para detectar diagnóstico de queda livre;
- g) condicionamento de sinais com filtro passa baixa;

Este sensor, além de ser utilizado em jogos de três dimensões, como sensor de movimento e inclinação, registrador de eventos e dispositivo de segurança, tem sido muito empregado em outras áreas como na mecânica, utilizado por Barbosa (2015) na detecção de falhas em vigas em balanço também por meio de sinais de vibração e por Vieira (2015) na área biomédica para mensurar a oscilação de membros para testes de equilíbrio corporal. Utilizando sensor similar e com mesmo princípio de funcionamento do MMA 7361, aplicando na área agrícola também para investigação do processo de colheita por vibração, Udumala Savary et al. (2011) estudaram a distribuição da aceleração ao longo dos ramos e frutas em árvores de citrus. O mesmo sensor foi utilizado por Ferreira Júnior et al. (2016) para obtenção dos deslocamentos realizados pelas hastes derriçadoras de uma colhedora de café.

Para o estudo desenvolvido, utilizou-se este sensor com a finalidade de registrar os sinais de aceleração impostos pela excitação forçada das hastes vibratórias da colhedora, às plantas de café.

O acelerômetro converte o movimento mecânico (neste caso o movimento realizado pelos ramos do cafeeiro) em sinais de tensão, que correspondem a uma aceleração da superfície no plano.

Para a aquisição dos sinais de aceleração captados pelo sensor, utilizou-se um microcontrolador, com *hardware* de código aberto denominado Arduino, modelo Mega 2560 (FIGURA 17).

Figura 17 - Microcontrolador Arduino Mega 2560.



Fonte: Ferreira Júnior (2014).

A transmissão dos sinais para o micro controlador Arduino foi feita diretamente através de cabos de par trançados (UTP - *Unshielded Twisted-Pair*), que são constituídos basicamente de fios de par trançados agrupados e fechados em um revestimento protetor para formar um cabo. Dessa forma, foram utilizados os cabos UTP categoria 5e, a qual certifica o cabo para transmissões de dados e em maiores quantidades (capacidades). Para armazenar os dados coletados, um microcomputador.

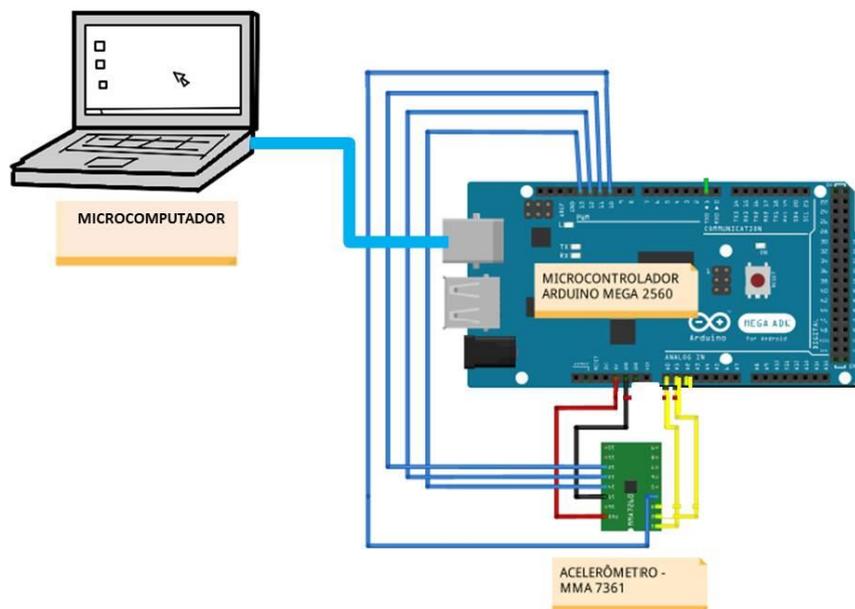
6.7.1 Montagem dos equipamentos

Neste trabalho, a placa Arduino foi alimentada via USB (*Universal Serial Bus*) diretamente pelo microcomputador, devido à necessidade de manter o sistema funcionando por mais tempo.

Com o interesse de avaliar as amplitudes dos ramos no sentido transversal (vertical e horizontal) e não no sentido axial do ramo, apenas dois eixos (X e Y) foram utilizados para aquisição e análise.

A Figura 18 representa de forma esquemática, a montagem do sistema de aquisição dos sinais. Os fios de cor amarela representam a ligação dos eixos X e Y do acelerômetro. Os fios responsáveis pela conversão dos sinais analógicos em digitais estão representados pelos fios de cor azul escuro. A alimentação do microcontrolador está representada pelo fio de cor azul clara (maior espessura). Já a alimentação do acelerômetro está representada pelo único fio de cor vermelha.

Figura 18 - Representação esquemática dos equipamentos utilizados para aquisição dos sinais.



Fonte: Do autor (2018).

Pode-se verificar pela Figura 19, a representação real do sistema de aquisição instalado na planta, onde os microcontroladores foram fixados em uma base suporte facilitando a comunicação com o microcomputador que permaneceu nesta mesma base durante os ensaios.

Por segurança, optou-se por utilizar dois microcontroladores Arduino com um sensor acelerômetro para cada um dos Arduinos, tratando os dados coletados por cada um destes, separadamente.

Figura 19 - Comunicação entre sistemas de aquisição e o microcomputador.



Fonte: Do autor (2018).

Enquanto os sensores permaneciam fixados nas plantas onde a colhedora havia passado, o microcomputador e os sistemas de aquisição de dados eram desligados desses sensores e deslocados para as próximas parcelas experimentais e conectados novamente aos sensores que aguardavam fixados nesta outra parcela (isso sem interromper o trabalho da colhedora).

Considerou-se que a colhedora permanecia em regime permanente quando transitava pelas parcelas experimentais nas linhas do cafeeiro, uma vez que tinha o início da excitação harmônica dos cilindros, quando adentrava a linha do cafeeiro (que continha várias parcelas experimentais) tendo a excitação dos cilindros interrompida somente quando saía dessa linha para realizar a operação de manobra.

É possível verificar na Figura 20, a posição do microcomputador na entrelinha do cafeeiro, no meio da parcela experimental a ser analisada.

Figura 20 - Posição do microcomputador e sistemas de aquisição dos sinais utilizados durante o ensaio.



Fonte: Do autor (2018).

6.7.2 Condicionamento e processamento dos sinais

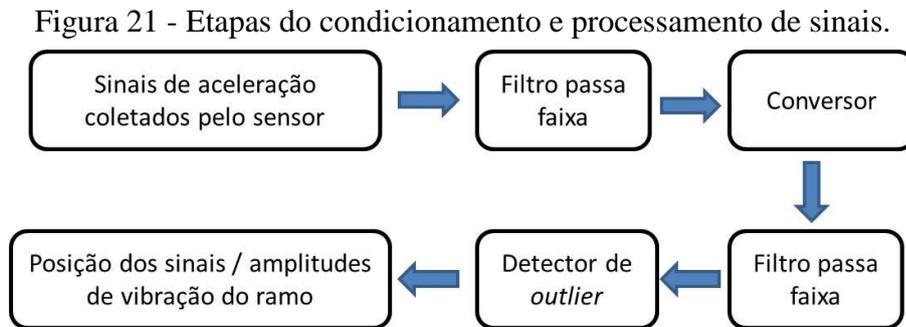
O processo de condicionamento e processamento de sinais constitui-se uma etapa fundamental para a análise final dos dados coletados, já que ela é aplicada neste trabalho com as funções principais de: redução de ruídos elétricos e mecânicos, e a conversão do sinal de aceleração adquirido pelo acelerômetro, para posição (deslocamento).

Os sinais obtidos pelos sensores foram coletados a uma frequência de amostragem de 6.000 amostras a cada 60 segundos (100 Hz), seguindo teorema de Nyquist (1928), o qual orienta que a frequência de amostragem seja igual ou superior a duas vezes a maior frequência do espectro em estudo (BRANDT, 2011). Baseado nisso, estimou-se um intervalo de amostragem de 10 ms, o que leva a uma frequência de amostragem de 100 Hz. Isso satisfaz a condição do teorema citado, uma vez que a frequência máxima de regulação no cilindro vibrador da colhedora ensaiada foi de 15,83 Hz (950 ciclos.min⁻¹).

Esses sinais foram armazenados em planilhas eletrônicas, em seguida processados pelo *software* MatLab R2011b[®] (licença nº 730228).

Após a coleta dos sinais de vibração, os mesmos foram condicionados a fim de se obter os sinais de aceleração sem interferências. Em sequência, obtêm-se os sinais referentes à posição do ramo no domínio do tempo para depois encontrar sua trajetória de deslocamento (amplitude de vibração). Para isso, basicamente quatro etapas foram necessárias, conforme apresentado na Figura 21.

De acordo com a Figura 21, o segundo bloco implementa um filtro passa faixa ajustado para cada frequência de regulagem do cilindro vibrador recomendada para a colheita mecânica (750, 850 e 950 ciclos.min⁻¹). O objetivo desse filtro é eliminar os ruídos elétricos e mecânicos captados pelo acelerômetro.



Fonte: Do autor (2018).

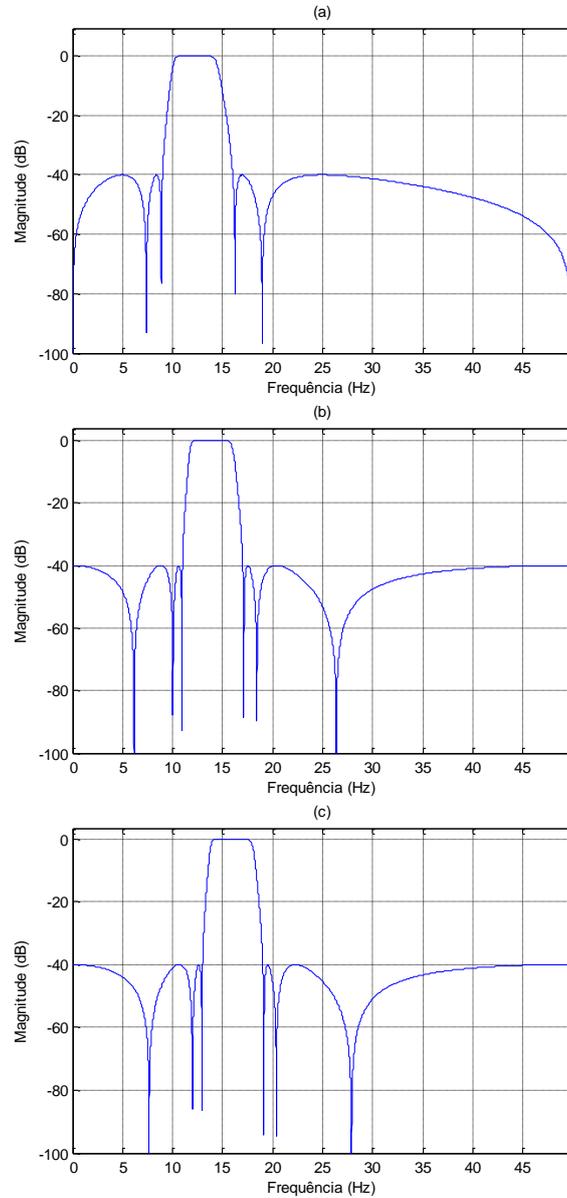
De acordo com a nota de aplicação (AN3397), escrita por Seifert e Camacho (2007) e fornecida pela fabricante do sensor acelerômetro utilizado, a Freescale Semiconductor, o processo de aquisição de sinais do acelerômetro MMA 7361 pelo Arduino não está livre de ruídos elétricos e mecânicos. Para eliminar esses ruídos, Seifert e Camacho (2007) recomendam a utilização de um filtro média móvel para a redução de ruídos. Todavia, como neste trabalho o interesse está em obter e analisar o sinal de vibração na faixa de frequência de regulagem do cilindro vibrador da colhedora, optou-se por utilizar um filtro passa-faixa que é mais restrito à frequência de interesse, eliminando, portanto, os ruídos nas demais frequências.

Foi projetado então, um filtro de resposta infinita (IIR, do inglês *Infinite Impulse Response*) do tipo Chebyshev Tipo II (Mitra, 2011). Esses tipos de filtros possuem a propriedade de minimizar o erro entre as características do filtro idealizado e o atual com relação à faixa do filtro e também leva a filtros de menores ordens, o que implica em menor complexidade computacional.

Para cada frequência de regulagem do cilindro vibrador, foi projetado um filtro com faixa de passagem conforme apresentado no Quadro 1. Os filtros foram passa-faixas de ordens 5 e 6, 40 dB de atenuação na faixa de rejeição e 3 dB de *ripple* na faixa de passagem. A Figura 22 representa a magnitude da resposta em frequência dos filtros projetados.

Figura 22 - Resposta em frequência dos filtros passa-faixas projetados para as frequências de regulagem da máquina: (a) 750 ciclos. min⁻¹; (b) 850 ciclos.min⁻¹; e (c) 950 ciclos.min⁻¹

(Continua)



Fonte: Do autor (2018).

Cumprе ressaltar que a faixa de passagem dos filtros foi definida de acordo com a frequência de regulagem ajustada na colhedora.

Quadro 1 - Faixa de passagem dos filtros.

Frequência de Regulagem (ajustada na máquina)	Faixa de passagem (banda passante)
750 ciclos. min ⁻¹ (12,5 Hz)	10,5 – 14,5 Hz
850 ciclos. min ⁻¹ (14,2 Hz)	12 – 16 Hz
950 ciclos. min ⁻¹ (15,8 Hz)	14 – 18 Hz

A segunda etapa refere-se à conversão dos sinais de aceleração para posição no tempo. Como o sensor capta os sinais da vibração na forma de aceleração, foi necessário então, a conversão desses sinais para obter a posição do ramo coletada pelo sensor em cada ponto de medição.

Para isso, baseou-se na nota de aplicação de acelerômetros AN3397 da Freescale (SEIFERT & CAMACHO, 2007) que utiliza os princípios físicos e matemáticos para converter aceleração em posição.

Sabe-se que a integral da aceleração resulta na velocidade e a integral da velocidade resulta em posição, então, os sinais de aceleração foram integrados duas vezes para obter a posição, conforme Equação (8).

$$s(t) = \int \left(\int a(t) dt \right) dt \quad (8)$$

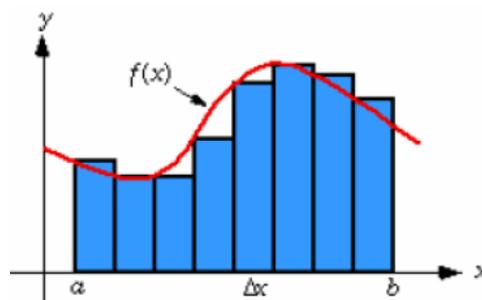
Em que:

$s(t)$ é a posição no tempo;

$a(t)$ é a função aceleração no tempo;

A integral de uma função é o somatório da área abaixo do gráfico, a qual pode ser calculada dividindo-a em n retângulos cuja largura tende a zero e em seguida soma-se a área de cada um desses retângulos, conforme ilustra a Figura 23.

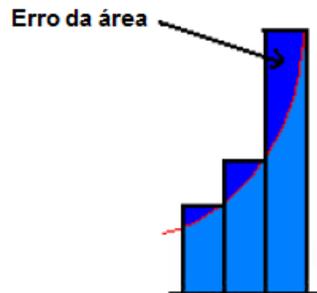
Figura 23 - Representação do cálculo da área pelo processo de integração.



Fonte: (Seifert e Camacho, 2007).

O processo de integração leva a um erro de discretização (quantização) conforme representa a Figura 24:

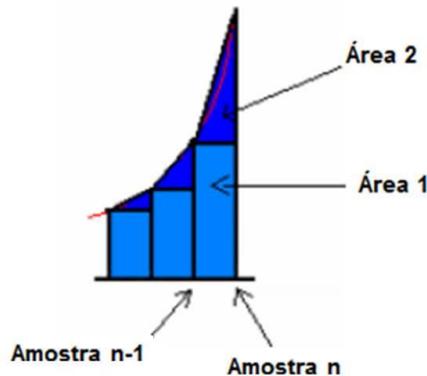
Figura 24 - Erro gerado durante a integração.



Fonte: (Seifert e Camacho, 2007).

Para o projeto em estudo, a precisão é essencial para conclusão do estudo da amplitude de vibração dos ramos do cafeeiro e, portanto, para minimizar a influência desse tipo de erro, seguiram-se as orientações da norma de acelerômetros AN3397 da Freescale (SEIFERT & CAMACHO, 2007), que recomenda a divisão da área em retângulos e também em triângulos, como representado pela Figura 25.

Figura 25 - Redução do erro de integração com aproximação das áreas - Método trapezoidal.



Fonte: (Seifert e Camacho, 2007).

A área total de cada divisão pode então ser obtida pela soma da Área 1 com a Área 2 conforme equação (9) (SEIFERT & CAMACHO, 2007).

$$\text{área}_n = \left(\text{amostra}_{n-1} + \frac{|\text{amostra}_n - \text{amostra}_{n-1}|}{2} \right) \cdot \Delta t_{\text{amostras}} \quad (9)$$

Em que:

amostra é o sinal coletado pelo sensor;

n é a posição da amostra no tempo;

$\Delta t_{amostras}$ é o intervalo entre duas amostras.

O procedimento descrito pela Equação (9) foi utilizado tanto na integração da aceleração quanto na integração da velocidade.

Conforme bem destacado por Seifert e Camacho (2007), o processo de conversão do sinal de aceleração em deslocamento pode amplificar ruídos e, portanto, a utilização de filtros antes e depois é fundamental. Assim, um filtro passa alta poderia ser usado para eliminar estes ruídos e erros de conversão, porém, como já estava implementado o filtro passa-faixa do segundo bloco da Figura 21, este foi utilizado novamente.

Estando então com os sinais de aceleração livres de interferências e convertidos para posição, plotou-se esses sinais de posição nos eixos X e Y encontrando as amplitudes de vibração e a trajetória aproximadas, realizada pela parte do ramo do cafeeiro no qual os sensores foram fixados, durante a operação de colheita mecânica. Esse processo também foi realizado com auxílio do software Matlab R2011b[®].

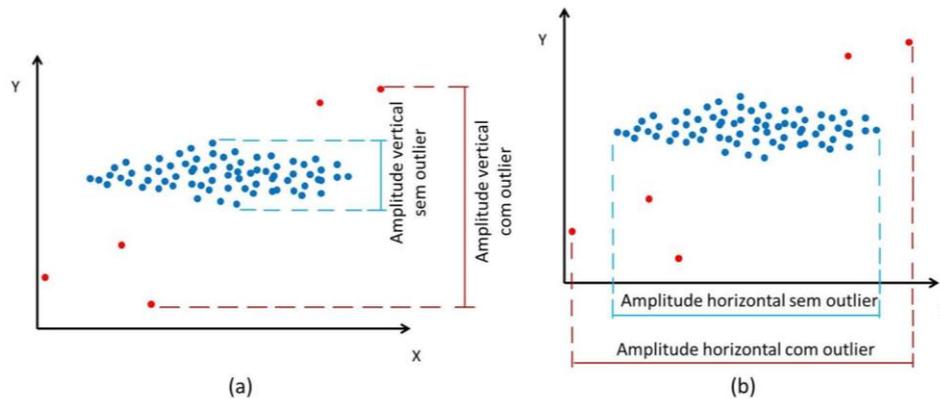
6.7.2.1 Detecção de *outliers* para análise das amplitudes de vibração

Após as etapas de condicionamento e processamento de sinais, a partir da plotagem das observações coletadas pelo sensor nos eixos X e Y, ocorre a obtenção das amplitudes de vibração vertical e horizontal aproximadas.

Os valores dessas amplitudes são obtidos através da distância entre as duas observações (valores de posição) mais distantes para cada eixo (coordenada X e Y). Para garantir que os valores de amplitudes estimados sejam os mais realísticos possíveis, foi empregada uma técnica de detecção e eliminação dos *outliers*.

A Figura 26 exemplifica a influência de amostras *outliers* nas amplitudes vertical e horizontal, apresentando com pontos em cor vermelha, as observações *outliers* e os demais pontos em cor azul, as observações consideradas trajetória padronizada.

Figura 26 - Exemplificação da influência de amostras outliers nas amplitudes vertical e horizontal.



Fonte: Do autor (2018).

Com o objetivo de impedir que observações *outliers* venham a alterar uma condição estatística através de amplitudes excessivas, utilizou-se a versão *one-class* do SVM (*Support Vector Machine*) proposto por Schölkopf (2001) para detecção dos *outliers*. Esse detector encontra um hiperplano que divide os dados em duas classes, de tal forma que todos os pontos com as mesmas características estejam do mesmo lado do hiperplano, e os pontos considerados *outliers* estejam do outro lado. Este detector tem as vantagens de ser não linear capaz de gerar hiperplanos ótimos para diferentes distribuições de dados, e operar em espaços de alta dimensão, apresentando boa capacidade de generalização, uma vez que maximiza a distância entre as duas classes do hiperplano (THEODORIDIS & KOUTROUMBAS, 2008).

O método foi implementado em uma rotina no *software* MatLab R2011b[®] e consiste em detectar 5 % das amostras coletadas pelo sensor. Na sequência, as amostras foram novamente plotadas para obtenção das amplitudes de vibração vertical e horizontal, sem influência de *outliers*.

6.7.2.2 Obtenção das energias dos sinais de vibração coletados pelo sensor

Após a filtragem dos sinais de aceleração coletados pelos sensores fixados nos ramos, foi possível obter informações tais como: valor da frequência onde a energia espectral do sinal de vibração é máxima, valor de energia espectral máxima, comportamento das amplitudes de vibração no domínio do tempo e o espectro de frequência dos sinais. A energia espectral, bem como o espectro de frequência dos sinais de vibração foram estimados via Transformada

Discreta de Fourier. Estes processamentos de dados foram realizados via *software* MatLab R2011b®.

6.8 Transmissão de vibração das hastes derriçadoras para os ramos do cafeeiro

Determinou-se a transmissibilidade de vibração entre as hastes derriçadoras da colhedora de café e os ramos plagiotrópicos do cafeeiro, o qual foi excitado em diferentes combinações de frequências de vibração e força do freio do cilindro.

Compararam-se as amplitudes de vibração (vertical e horizontal) da ponta das hastes da colhedora de café resultante dos ajustes para colheita, obtidas por Ferreira Júnior (2014) e as amplitudes de vibração dos ramos plagiotrópicos.

Essa comparação foi realizada em duas partes da planta, ramos plagiotrópicos posicionados na parte média inferior da planta (I) e parte média superior (S). Essa separação se deve ao fato de a colhedora estar montada com dois comprimentos de hastes ao longo do cilindro vibrador.

Porém, para avaliar a relação da transmissibilidade com colheita e desfolha, considerou-se a média dos valores de transmissibilidades entre as partes superior e inferior, pois na prática é difícil separar os frutos derriçados e as folhas que se desprendem, para as duas partes da planta (inferior e superior).

Para a determinação das vibrações no sensor posicionado a um terço da base inicial dos ramos plagiotrópicos, a partir da junção com o ortotrópico (caule principal do cafeeiro), esperou-se o sistema entrar em regime permanente após o início da aplicação da excitação harmônica (forçada), de forma a eliminar as influências dos efeitos transitórios na determinação das vibrações de saída.

A transmissibilidade de vibração foi verificada em duas direções (X e Y do sensor): direção do movimento de rotação do cilindro vibrador e na transversal a esse movimento do cilindro. Para simplificar, denominaram-se de transmissibilidade horizontal (T_h) e transmissibilidade vertical (T_v) respectivamente, conforme Equações (10) e (11) a seguir:

$$T_{vh} = \frac{A_{hr}}{A_{hh}} \quad (10)$$

$$T_{vv} = \frac{A_{vr}}{A_{hh}} \quad (11)$$

em que,

T_{vh} é a transmissibilidade de vibração na direção horizontal;

T_{vv} é a transmissibilidade de vibração na direção vertical;

A_{hr} é a amplitude de vibração horizontal realizada pelo ramo do cafeeiro, em mm;

A_{vr} é a amplitude de vibração vertical realizada pelo ramo do cafeeiro, em mm;

A_{hh} é a amplitude de vibração horizontal realizada pela haste da colhedora, em mm, conforme dados obtidos por Ferreira Júnior (2014);

A transmissibilidade de vibração foi determinada para o sistema de hastes derriçadoras e os ramos plagiotrópicos primários do cafeeiro, sendo os parâmetros de entrada a frequência combinada com a regulagem do freio do cilindro. Os ensaios foram realizados em dois experimentos, sendo um para a primeira passada e outro para a segunda passada da colhedora.

As frequências de trabalho para avaliação da transmissibilidade de vibração (12,5 Hz, 14,2 Hz e 15,83 Hz) foram escolhidas com base nos trabalhos realizados por Silva (2010 e 2013); Ferreira Júnior (2014); Sales (2015) e também por serem faixas de frequências de vibração mais utilizadas para a colheita mecanizada do café nas principais regiões produtoras.

6.9 Análises estatísticas

Para avaliação estatística das variáveis: eficiência de derriça; desfolha; porcentagem de frutos verde; porcentagem de frutos cereja; porcentagem de frutos passa/seco, utilizou-se o delineamento em blocos casualizados (DBC) em esquema de fatorial, com três repetições, obtendo um fatorial 3x3x3, sendo: três frequências de vibração (750; 850 e 950 ciclos.min⁻¹), três regulagens no freio do cilindro (8; 10 e 12 kgf) e três repetições (blocos), totalizando 27 tratamentos para cada uma das passadas da colhedora (primeira e segunda passadas).

A análise de variância foi realizada utilizando a função *fat2.dbc* do pacote *ExpDes.pt* do programa estatístico R (R CORE TEAM, 2017). O teste de médias utilizado foi o Tukey, a 5% de significância, do pacote *TukeyC* do programa estatístico R.

As variáveis: amplitude de vibração vertical; amplitude de vibração horizontal, transmissibilidade vertical e transmissibilidade horizontal foram avaliadas estatisticamente por meio de delineamento em blocos casualizados (DBC) em esquema fatorial, com três repetições, formando o fatorial 3x3x3x2, sendo: três frequências de vibração (750; 850 e 950 ciclos.min⁻¹), três regulagens no freio do cilindro (8; 10 e 12 kgf), três repetições (blocos) e duas posições do sensor na planta (parte média superior e média inferior), totalizando 54 tratamentos para cada uma das passadas da colhedora (primeira e segunda passada). Utilizou-

se também, para análise de variância, a função *fat2.dbc* do pacote *ExpDes.pt* do programa estatístico R (R CORE TEAM, 2017). O teste de médias utilizado foi o Tukey, a 5% de significância, do pacote *TukeyC* do programa estatístico R.

A transmissibilidade de vibração, para cada estágio de maturação, foi estudada por meio de análise de regressão, considerando os fatores frequência de vibração e regulagem da força no freio do cilindro. Os modelos ajustados foram escolhidos com base na significância dos parâmetros estimados, verificada por meio de teste estatístico t. As análises foram realizadas utilizando a função *lm* do pacote *stats* e a análise de variância foi com a função *Anova type="II"* do pacote *car* do programa estatístico R (R CORE TEAM, 2017).

Realizou-se também análise de correlação de *Pearson* das variáveis: eficiência de derriça, desfolha e porcentagem de cereja dentro de cada força de freio e frequência de vibração, relacionando as mesmas com amplitude vertical e horizontal, transmissibilidade vertical e horizontal e a energia espectral vertical e horizontal dos sinais coletados.

Essa correlação mede a intensidade da relação linear entre duas variáveis aleatórias, medindo o grau de relacionamento linear entre os dados emparelhados das variáveis em uma amostra. O coeficiente de correlação de Pearson (r) varia de -1 a 1. O sinal indica direção positiva ou negativa do relacionamento e o valor sugere a força da relação entre as variáveis. Para Cohen (1988), valores entre 0,10 e 0,29 podem ser considerados pequenos; entre 0,30 e 0,49 considerados médios e valores entre 0,50 e 1 podem ser interpretados como grandes. Dancey e Reidy (2006) apontam para uma classificação ligeiramente diferente: $r = 0,10$ até $0,30$ (fraco); $r = 0,40$ até $0,6$ (moderado); $r = 0,70$ até 1 (forte).

No presente estudo a análise de correlação de *Pearson* foi realizada utilizando as funções *cor* e *rcorr* dos pacotes *stats* e *Hmisc* do programa estatístico R (R CORE TEAM, 2017). Os gráficos foram realizados com a função *corrplot* do pacote *corrplot*.

7 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Nesta seção, os resultados foram divididos em duas principais subseções:

- a) Resultados Qualitativos: são apresentados os procedimentos realizados pós-aquisição dos sinais até a obtenção das amplitudes de vibração dos ramos do cafeeiro.
- b) Resultados Quantitativos: nesta subseção são apresentadas as avaliações estatísticas referentes aos resultados encontrados na experimentação de campo e as relações com os resultados encontrados na subseção anterior.

7.1 Resultados Qualitativos

O processamento dos sinais, com auxílio do software MatLab R2011b[®] proporcionou agilidade, clareza e qualidade na interpretação dos resultados, dando suporte ao entendimento do comportamento do cafeeiro no processo de colheita mecânica.

Para exemplificar as etapas do processamento dos sinais citadas na Seção 6.7.2 (etapas que foram utilizadas para todas as regulagens da colhedora experimentadas durante a operação de colheita), é apresentado, de forma específica, o “passo a passo” até a obtenção dos resultados, para apenas uma regulagem, visto que as demais utilizaram também o mesmo processo e que podem ser entendidas pelo exemplo a seguir:

Regulagem exemplificada:

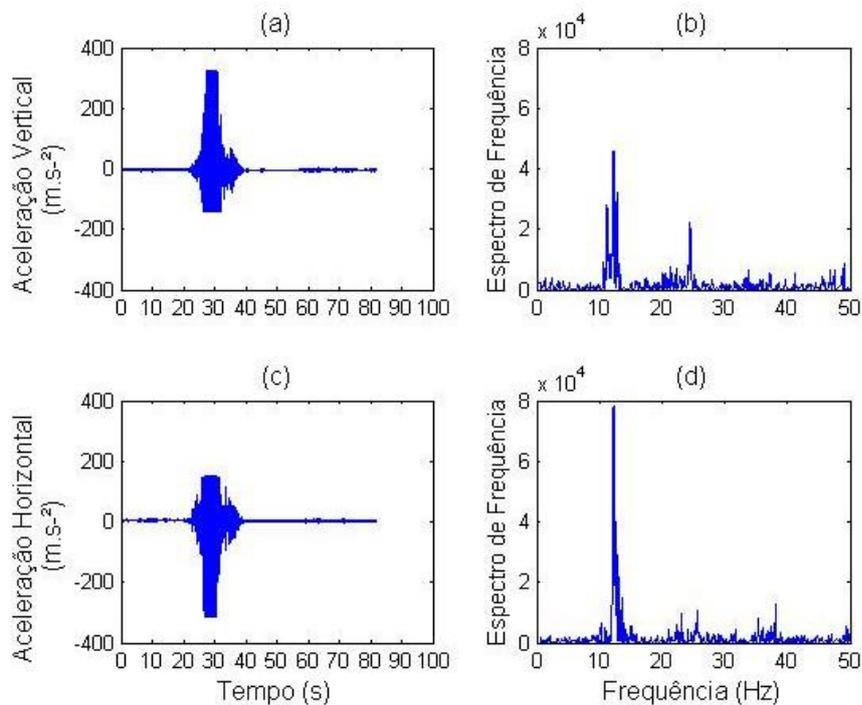
- a) 10 kgf de força na cinta do freio do cilindro;
- b) frequência de vibração em $750 \text{ ciclos.min}^{-1}$ (12,5 Hz);
- c) sensor posicionado no ramo plagiotrópico da parte média superior da planta;
- d) dados obtidos no ensaio da segunda passada da colhedora (velocidade operacional de 950 m.h^{-1}).

Os sinais estão apresentados em forma de gráficos, representando o comportamento ao longo do tempo e o seu respectivo espectro de frequência. São apresentadas as amplitudes de vibração nas direções: vertical e horizontal, realizadas pelo ramo do cafeeiro instrumentado com acelerômetro.

Os gráficos foram identificados com as letras (a), (b), (c) e (d), significando: (a) e (b), sinais referentes à vibração vertical (coletados no tempo) e espectro de frequência desses sinais, respectivamente. As letras (c) e (d), representam os sinais referentes à horizontal (coletados no tempo) e espectro de frequência desses sinais, respectivamente.

A Figura 27 apresenta os sinais de vibração em termos de aceleração, adquiridos pelo acelerômetro, e seus respectivos espectros de frequência. São sinais de aceleração completos coletados pelo sensor, ou seja, desde o instante inicial em que a colhedora adentrava a parcela experimental até sua saída.

Figura 27 - Sinais de aceleração coletados pelo sensor no ramo plagiotrópico do cafeeiro em (a) e (c) e seus respectivos espectros de frequência em (b) e (d).



Fonte: Do autor (2018).

A concentração e intensidade da aceleração entre os instantes 20 a 40 segundos, em (a) e (c) da Figura 27, evidencia o momento em que a colhedora percorre a parcela experimental, entremeando as hastes derriçadoras pelos ramos plagiotrópicos do cafeeiro.

Os espectros de frequência (b) e (d), da Figura 27, correspondem às frequências de vibração coletadas pelo sensor na direção vertical e horizontal, respectivamente. Nos mesmos espectros, nota-se que em ambas as direções houve uma maior intensidade na energia do sinal justamente próximo à frequência de vibração na qual a colhedora foi ajustada (12,5 Hz, que corresponde a 750 ciclos.min⁻¹). Observa-se em (d) maior valor de energia do sinal na

frequência de vibração ajustada, quando comparado ao espectro do gráfico (b), que corresponde à direção vertical. Isso se deve ao fato da excitação de vibração forçada ocorrer na direção horizontal.

É possível identificar também (FIGURA 27) outras concentrações de energia com menor intensidade em (b) e em (d). Entre as frequências 20 e 30 Hz do espectro (b), nota-se concentração de energia nas frequências de 25 e 26 Hz, próximo aos valores de frequência natural do sistema fruto-pedúnculo encontrados por Ciro (2001) para o primeiro modo de vibração, sendo de 26,97 Hz para o estádio verde e de 25,10 Hz para o maduro.

Essa mesma concentração de energia entre as frequências 20 e 30 Hz em (b) da Figura 27, pode ser consequência da ressonância do sistema fruto-pedúnculo, pois, além dos resultados encontrados por Ciro (2001), Santos et al. (2015) e Coelho et al. (2016) também encontraram valores da frequência natural do sistema fruto pedúnculo para essa faixa de vibração.

Santos et al. (2015) utilizando método dos elementos finitos, encontraram valores de 23,2 e 19,9 Hz para a primeira frequência natural e de 23,3 e 19,9 Hz para a segunda frequência natural dos estádios verde e maduro, respectivamente. Também por método de elementos finitos, Coelho et al. (2016) encontraram os valores de frequência natural do sistema fruto-pedúnculo do café, próximas de 20 e 30 Hz, para o quarto modo de vibração e para os sistemas de frutos com dois e três frutos fixados ao caule, destacando a dificuldade de se realizar uma colheita seletiva devido à sobreposição de faixas de frequência entre os estádios verde e maduro.

É importante ressaltar que outras energias encontradas fora da frequência de ajuste da colhedora são interessantes para estudos sobre identificação de outros modos de vibração que podem ser importantes na colheita mecânica do café, porém, este trabalho concentrou sua investigação nos efeitos sobre a frequência de vibração ajustada na colhedora.

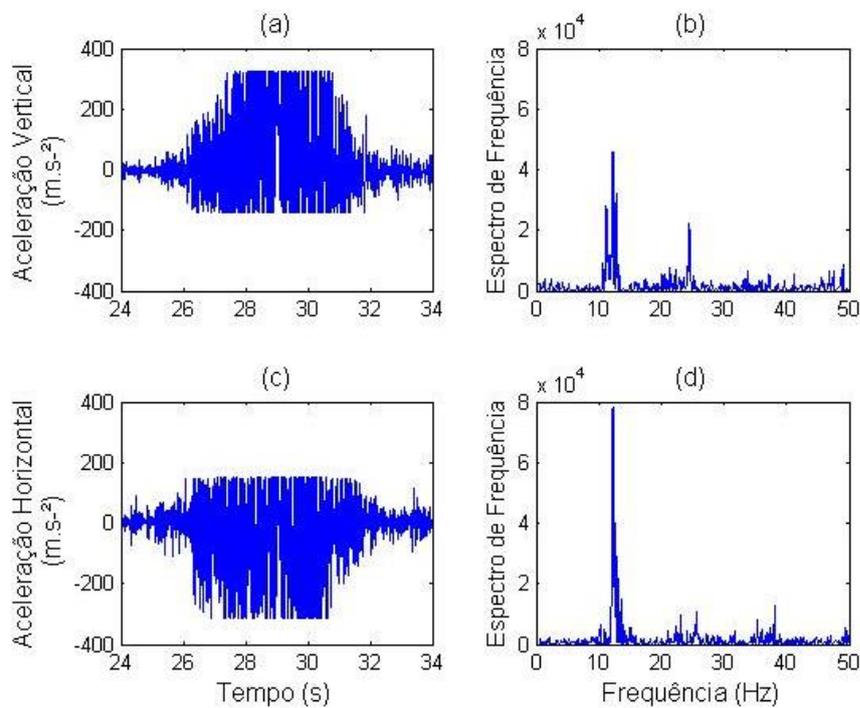
Por outro lado, conforme verificado e discutido em Ferreira Júnior (2014), outras concentrações de energias em frequências diferentes daquela ajustada na colhedora, espalhadas por quase todo o espectro de frequência e em amplitudes menores, são referentes a ruídos, que geralmente podem ter sido causados pelo ruído mecânico do motor da máquina, ruído sonoro, ruídos elétricos, do próprio ambiente, do deslocamento da colhedora e da própria movimentação da estrutura física da planta em geral.

Os sinais de vibração coletados tiveram duração máxima de aproximadamente 23 segundos na primeira passada e de 39 segundos na segunda passada. Esses tempos referem-se ao tempo necessário para a colhedora percorrer cada parcela (12 plantas), estando os sensores

posicionados nas plantas centrais de cada parcela. Porém o tempo para o cilindro vibrador percorrer a planta instrumentada é menor.

Assim, para melhorar a visualização do comportamento destes sinais ao longo do tempo, restringiu-se o intervalo em apenas 10 segundos (de 24 a 34 segundos) apresentando a maior concentração dos sinais, abrangendo o momento em que as hastes derriçadoras entremeiam a planta instrumentada (FIGURA 28).

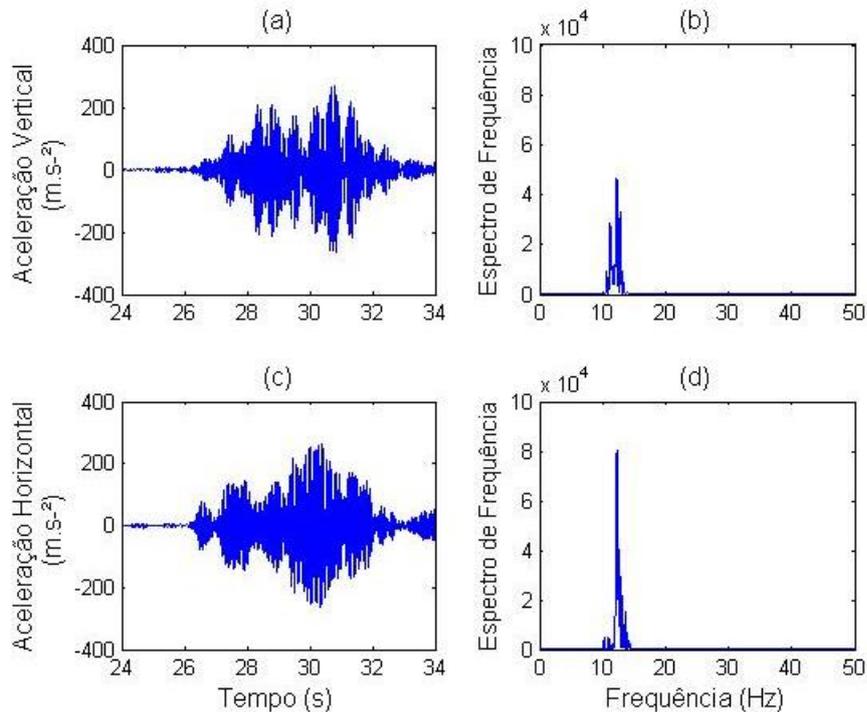
Figura 28 - Sinais de aceleração brutos, coletados pelo sensor no ramo plagiotrópico do cafeeiro.



Fonte: Do autor (2018).

Seguindo as etapas de condicionamentos de sinais representadas pelo diagrama de blocos da Figura 21, aplicou-se o filtro passa faixa e obtiveram-se os sinais representados pela Figura 29 (aceleração horizontal e vertical e seus respectivos espectros após filtragem).

Figura 29 - Sinais de aceleração filtrados (Passa Faixa).

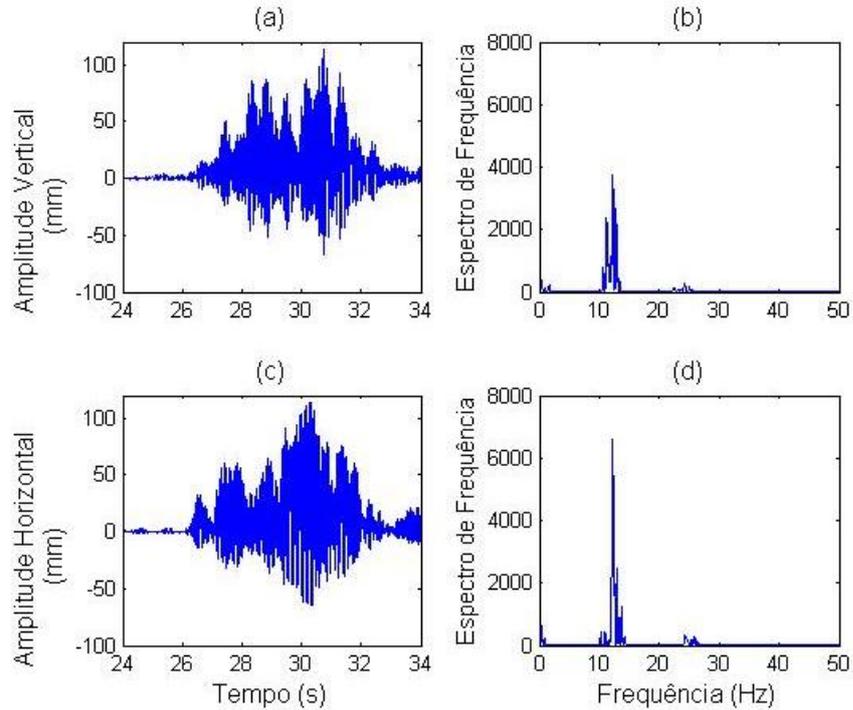


Fonte: Do autor (2018).

Com a utilização desse filtro, verifica-se na Figura 29 que grande parte, senão todos os sinais provenientes de ruídos elétricos e mecânicos captados pelo acelerômetro foram filtrados, permanecendo apenas os sinais da faixa de interesse (energia próxima à regulação ajustada na colhedora, de 12,5 Hz). Importante destacar também, que o filtro passa faixa remove o componente CC e outros componentes em baixa frequência, garantindo, portanto, centralização dos sinais.

O resultado da conversão dos sinais de aceleração em posição, realizado seguindo as etapas da Figura 21, pode ser visualizado na Figura 30. Após conversão de aceleração em posição, os gráficos passam a ser representados em (a) e (b) pelas amplitudes de vibração vertical do ramo e espectro de frequência desses sinais, respectivamente. E em (c) e (d) pelas amplitudes de vibração horizontal do ramo e espectro de frequência desses sinais, respectivamente.

Figura 30 - Amplitudes de vibração do ramo em (a) e (c) e espectros de frequência dos sinais de posição em (b) e (d) após processo de conversão (aceleração em posição).

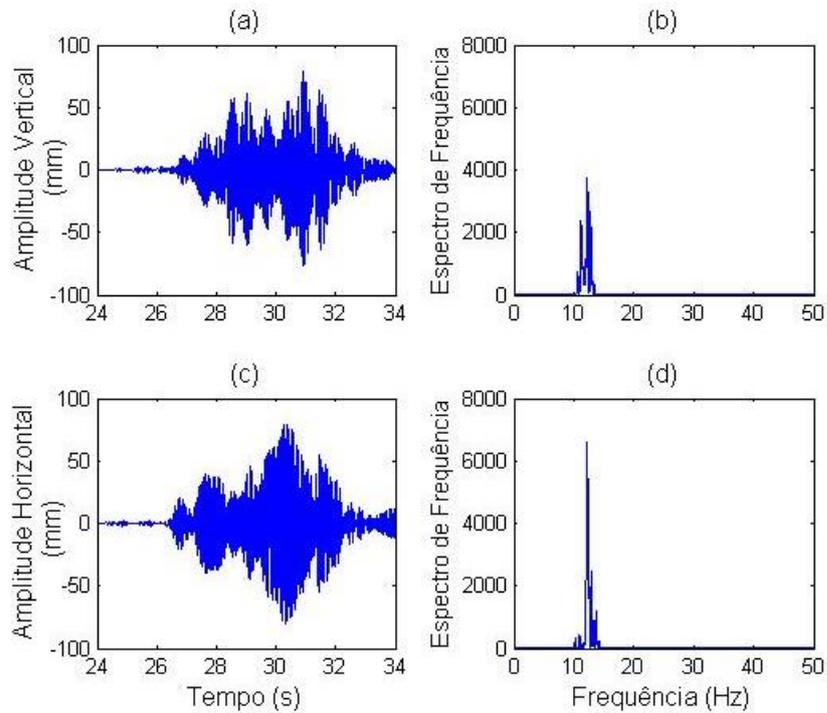


Fonte: Do autor (2018).

Analisando-se o espectro de frequência dos sinais de posição obtidos, observam-se concentrações de energia, antes não existentes, nas baixas frequências (próximas de 1Hz) e nas frequências entre 20 e 30 Hz, para ambas direções de vibração (FIGURA 30).

Essas pequenas concentrações de energias, são consequência de erros de área provenientes do próprio processo de integração dos sinais, que amplifica os ruídos. Assim, aplicou-se novamente o filtro passa faixa e obteve-se um sinal limpo, ou seja, sem interferência de ruídos e harmônicos (FIGURA 31).

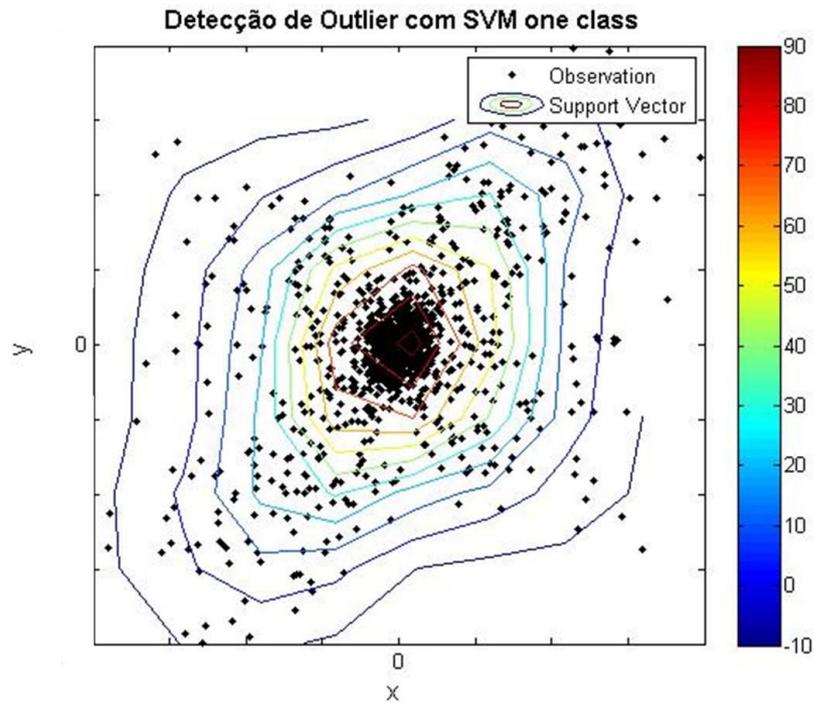
Figura 31 - Amplitudes de vibração do ramo em (a) e (c) e espectros de frequência dos sinais de posição em (b) e (d) após processo de conversão (aceleração em posição) e filtragem dos sinais.



Fonte: Do autor (2018).

Seguindo as etapas da Figura 21, os sinais passaram por um detector de *outlier* (versão *one-class* do SVM), criando hiperplanos e através de vetores de suporte, determinando as regiões que compreendem ao melhor comportamento dos sinais de posição, delimitando os demais pontos detectados como *outliers*, conforme representado na Figura 32. A fronteira de separação entre os *outliers* e o restante dos dados acontece onde o valor de contorno representado pela barra de cores à direita do gráfico é zero. Dessa forma, observações fora do contorno de valor zero são consideradas *outliers*.

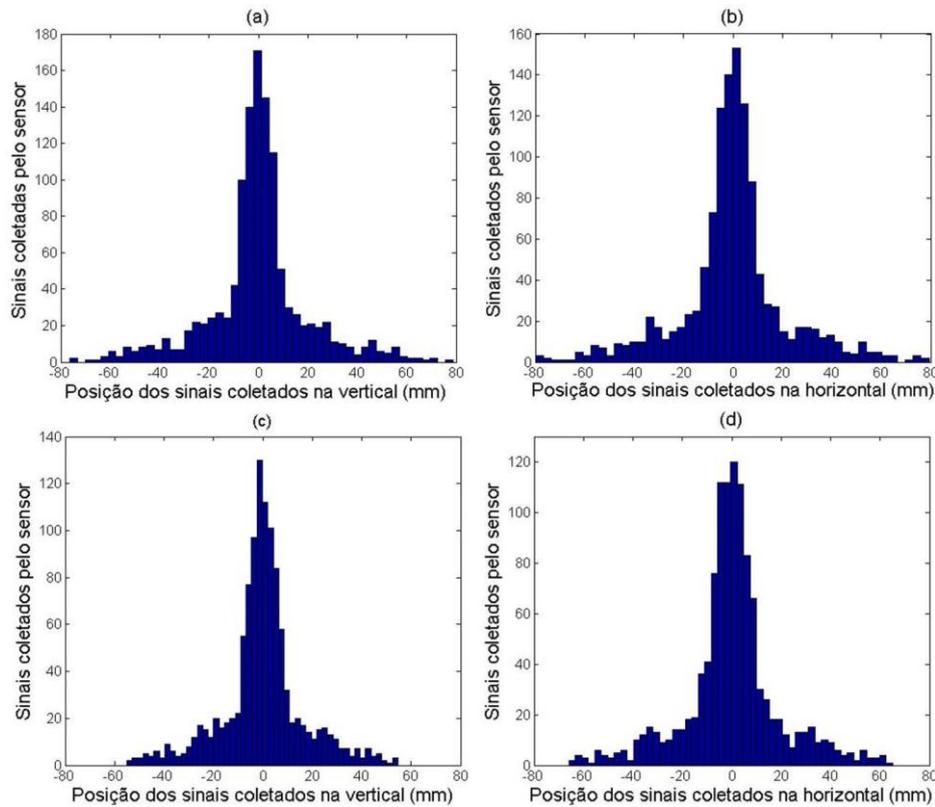
Figura 32 - Gráfico dos hiperplanos dos sinais de posição com limitação de outliers.



Fonte: Do autor (2018).

A Figura 33 apresenta os gráficos da distribuição de frequência dos sinais de posição (histogramas). Os histogramas podem também ser usados para detectar *outliers*. Em (a) e (b) os histogramas foram construídos antes da remoção dos *outliers*, e estes se referem às direções vertical e horizontal, respectivamente. Já os gráficos (c) e (d), representam também as direções vertical e horizontal, respectivamente, porém, dos sinais de posição após a remoção dos *outliers*.

Figura 33 - Gráficos da frequência de distribuição dos sinais de posição com outliers para as direções: vertical (a) e horizontal (b) e sem outliers para as direções: vertical (c) e horizontal (d).



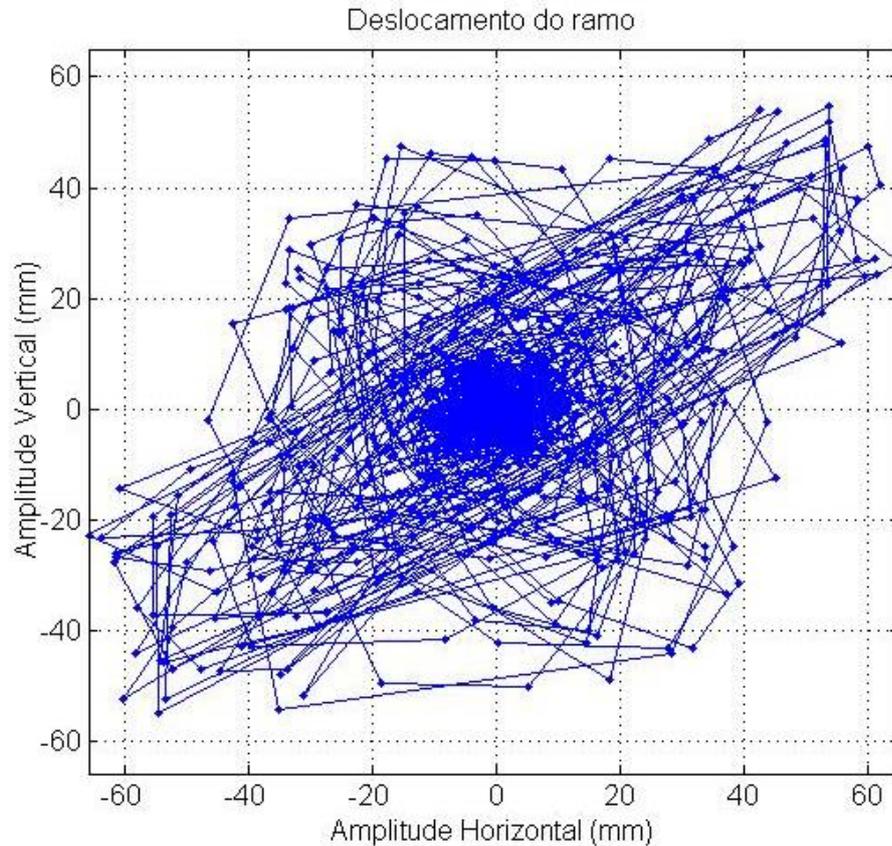
Fonte: Do autor (2018).

Verifica-se que os gráficos seguem uma distribuição normal sendo apresentadas no eixo das abscissas as classes de posição do ramo do cafeeiro (parte do ramo onde o sensor foi posicionado) e no eixo das ordenadas, a frequência dos sinais para cada classe da posição (FIGURA 33).

Após o processo de filtragem e conversão dos sinais, foi possível também, através da plotagem desses sinais de posição em ambos os eixos estudados (X e Y), encontrar uma aproximação da trajetória realizada pelo ramo do cafeeiro, tendo como referência a posição de fixação do sensor no ramo do cafeeiro.

Em seguida, plotou-se o gráfico das amplitudes de vibração do ramo nas direções: vertical e horizontal, obtendo a trajetória aproximada realizada pela parte do ramo do cafeeiro onde o sensor foi posicionado (FIGURA 34).

Figura 34 - Deslocamento aproximado do ramo do cafeeiro da parte média superior da planta, submetida à colheita mecânica com hastes de 600 mm de comprimento, ajuste de força no freio do cilindro em 10 kgf, frequência de vibração do cilindro a 12,5 Hz (750 ciclos.min⁻¹) e velocidade operacional de colheita a 950 m.h⁻¹.



Fonte: Do autor (2018).

A Figura 34 representa o comportamento dinâmico do ramo plagiotrópico do cafeeiro apresentando seus deslocamentos (eixos X e Y) em termos de amplitudes de vibração, do momento em que as hastes derriçadoras da colhedora entremearam a planta de café transmitindo energia vibracional ao ramo. Outros deslocamentos referentes às regulagens avaliadas são apresentados no ANEXO A da presente tese.

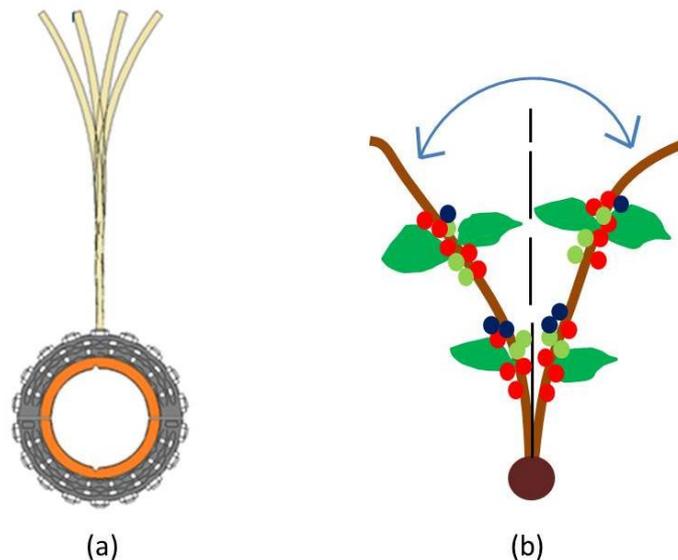
A partir destes resultados (FIGURA 34 e ANEXO A), obtiveram-se as amplitudes máximas para ambas as direções, servindo de base para a extração de informações quantitativas que posteriormente foram submetidas a uma análise estatística.

Ferreira Júnior (2014) relata que há regulagens da força na cinta do freio do cilindro vibrador que não apresentam um deslocamento exato e consecutivo no movimento de frenagem desse cilindro.

A Figura 35 exemplifica em (a) as amplitudes dos movimentos realizados pelas hastes derriçadoras da colhedora citado por Ferreira Júnior (2014) e em (b) a angulação máxima dos

possíveis movimentos de vibração do ramo plagiotrópico do cafeeiro durante a colheita mecânica, que com a constante passagem do ramo pelo eixo central, ocorre maior concentração dos sinais de posição nesse eixo, conforme caracterizado pelos gráficos de distribuição normal citados na Figura 33.

Figura 35 - Movimentos das hastes derriçadoras em (a), Fonte: Ferreira Júnior (2014) e amplitude máxima das possíveis amplitudes dos ramos do cafeeiro em (b).



Fonte: Do autor (2018).

De acordo com Ferreira Júnior (2014), e seguindo a representação (a) da Figura 35, há sobreposição das amplitudes de vibração das hastes, o que também caracteriza concentração de sinais coletados no eixo central, evidenciando uma distribuição normal dos sinais de posição.

É importante destacar que em alguns estudos sobre o comportamento dinâmico do sistema fruto-pedúnculo do café para determinação de uma frequência de ressonância referente ao desprendimento dos frutos (COELHO et al. 2016, SANTOS et al. 2010, VILLIBOR, 2012), os experimentos foram realizados em laboratórios e parte dos ramos do cafeeiro forçados a vibrar em faixas de frequência e amplitudes de vibração pré-estabelecidas em um vibrador automático.

Diferentemente, como apresentados nesta Seção 8.1, o presente trabalho parte da experimentação em condições reais de campo, para obtenção das amplitudes de vibração dos ramos do cafeeiro (conforme apresentado na Figura 35) que foram submetidos a diferentes frequências de vibração também pré-estabelecidas, porém, ajustadas na própria colhedora.

Ferreira Júnior et al. (2014) e Ferreira Júnior (2014) pré-estabeleceram as frequências de vibração aos cilindros osciladores da colhedora de café e verificaram a resposta de saída dessas frequências na ponta das hastes dos cilindros, avaliando o sistema de medição da colhedora e ao mesmo tempo esclarecendo as condições dinâmicas do sistema de derriça da colhedora avaliada, assunto que ainda não havia sido explorado pela comunidade científica.

Os resultados qualitativos mostraram ser possível, através da metodologia utilizada, obter as reais frequências de vibração impostas aos ramos do cafeeiro, conforme apresentado em (b) e (d) da Figura 27 e também conhecer o deslocamento aproximado do ramo em termos de amplitudes de vibração nas direções: vertical e horizontal, conforme observado na Figura 34.

7.2 Resultados Quantitativos

Os resultados quantitativos são apresentados em subseções, sendo primeiramente apresentados os resultados para as análises da primeira passada e em seguida os resultados da segunda passada.

Os resultados são apresentados na sequência a seguir:

- a) Eficiência de derriça;
- b) Desfolha;
- c) Porcentagem dos frutos colhidos;
- d) Amplitudes (deslocamento “pico a pico”) e transmissão de vibração.

7.2.1 Análise dos resultados para os ensaios realizados durante a primeira passada da colhedora

Nesta seção serão apresentados todos os resultados referente à primeira passada da colhedora, a qual percorreu a lavoura em operação de colheita com velocidade de 1600 m.h^{-1} .

7.2.1.1 Análise dos resultados de variância para os ensaios de eficiência de derriça

Na Tabela 1 são apresentados os resultados da análise de variância para a eficiência de derriça.

Os resultados mostram que não houve diferença significativa para a interação frequência de vibração *versus* força do freio com valor- $p=0,99520$ para a variável eficiência de derriça (%). Houve diferença significativa para força de freio com valor- $p=0,00000$ e houve diferença significativa para a frequência de vibração com valor- $p=0,00001$.

Tabela 1 - Análise de variância para os dados de eficiência de derriça na primeira passada (Velocidade = 1.600 m.h⁻¹).

FV ¹	GL ²	SQ ³	QM ⁴	Fc ⁵	P-valor ⁶
Bloco (B)	2	73,0	36,51	1,275 ^{ns}	0,30647
Freq. Vibração (V)	2	1630,8	815,39	28,465 ^{**}	0,00001
Força do Freio (F)	2	3121,4	1560,69	54,483 ^{**}	0,00000
V x F	4	5,5	1,38	0,048 ^{ns}	0,99520
Resíduo	16	458,3	28,65		
TOTAL	26	5289,0			
CV ⁷ (%) = 11,42					
Média geral = 46,8					

Nota: ¹FV= fonte de variação; ²GL= grau de liberdade; ³SQ= soma dos quadrados; ⁴QM= quadrado médio; ⁵Fc= f calculado; ⁶P-valor= probabilidade; ⁷CV= coeficiente de variação; ^{**} significativo a 5% de probabilidade, ^{ns} não significativo.

Fazendo-se então o teste de médias para a frequência de vibração e para a força do freio, obtiveram-se os seguintes resultados, apresentados na Tabela 2.

Tabela 2 - Valores médios da eficiência de derriça para as vibrações e regulagens de força do freio ensaiadas na primeira passada.

Frequência de Vibração (ciclos.min ⁻¹)	Eficiência de derriça (%)
950	56,96 a
750	45,53 b
850	38,06 c
Força do Freio (kgf)	Eficiência de derriça (%)
10	55,57 a
8	53,28 a
12	31,70 b

Médias seguidas de mesma letra não diferenciaram entre si ao nível de 5% de significância pelo teste de Tukey.

Pode-se concluir que dentre as frequências de vibrações ensaiadas, a de 950 ciclos.min⁻¹ (15,8 Hz) apresentou maior valor médio de eficiência de derriça (56,96 %) e a vibração de 850 ciclos.min⁻¹ (14,2 Hz) apresentou o menor valor de eficiência de derriça (38,06 %). As três vibrações estudadas apresentaram diferença significativa ao nível de 5% de probabilidade.

Para a força do freio, verificou-se (TABELA 2) maiores valores médios na eficiência de derriça em 10 e 8 kgf, porém estatisticamente não se diferenciaram. Já para a força de 12 kgf, a eficiência se apresenta com menor valor médio, sendo de 31,70%, diferenciando-se significativamente das regulagens 10 e 8 Kgf.

Os maiores valores de eficiência de derriça encontrados na maior frequência de vibração ($950 \text{ ciclos.min}^{-1}$) corroboram com os resultados encontrados por Oliveira et al. (2007), Sales (2015) e Silva et al. (2015).

Nas mesmas regulagens de força do freio dos cilindros vibradores onde foram encontrados os maiores valores médios para a eficiência de derriça (8 e 10 kgf, conforme TABELA 2), Sales (2011) e Sales et al. (2014) através de experimentação em campo também encontraram os maiores valores para a eficiência de derriça.

Através de estimativas de eficiência de derriça em função da força de ajuste do freio do cilindro vibrador, Sales (2015) encontrou, para velocidade operacional de 1600 m.h^{-1} , os maiores valores de eficiência de derriça no ajuste de 9,04 kgf, o qual compreende os valores 8 e 10 kgf encontrados por Sales et al. (2014) e também no presente trabalho (TABELA 2).

De acordo com Ferreira Júnior (2014), as maiores eficiências de derriça encontradas entre as forças de 8 e 10 kgf podem ter relação com as amplitudes de vibração vertical realizadas pelas hastes vibratórias nestas regulagens.

Com amplitudes de vibração das hastes derriçadoras em torno de 30 mm, Watson et al. (1981) encontraram para uma eficiência de derriça de 95 % para a variedade Catuaí, no início de safra (Junho), uma necessidade de frequência de vibração variando de 1000 a 1200 ciclos.min^{-1} (16,66 Hz a 20,00 Hz).

Comparando os resultados de eficiência de derriça encontrados neste trabalho, para a primeira passada da colhedora, com os valores encontrados por Watson et al. (1981), conclui-se que faltou energia vibracional para elevar a eficiência de derriça.

7.2.1.2 Análise dos resultados de variância para os ensaios de desfolha

Nos últimos anos a preocupação em preservar a planta do cafeeiro durante a operação de colheita tem sido requisito importante do gerenciamento desta operação, visto que a perda de folhas impacta perda de produção.

Em decorrência dessa preocupação, torna-se importante avaliar o volume de folhas e ramos que se desprendem com a passagem da colhedora pelas plantas. A quantificação dessa desfolha serve de parâmetro para o gerenciamento de uma colheita sustentável (preservando

as plantas e garantindo produtividade em safras futuras). A seguir, é apresentada na Tabela 3 a análise de variância realizada para essa desfolha.

Verificou-se que a desfolha das plantas não apresentou efeito para a interação frequência de vibração *versus* força do freio, sendo não significativa com valor-p=0,206675. Houve diferença significativa para força de freio com valor-p=0,002713 e houve diferença significativa para a vibração com valor-p=0,000031 (TABELA 3).

Tabela 3 - Análise de variância para os dados de desfolha na primeira passada (Velocidade = 1.600 m.h⁻¹).

FV ¹	GL ²	SQ ³	QM ⁴	Fc ⁵	P-valor ⁶
Bloco	2	5290	2644,8	2,9362 ^{ns}	0,081993
Freq. Vibração (V)	2	38291	19145,4	21,2553 ^{**}	0,000031
Força do freio (F)	2	15755	7877,4	8,7456 ^{**}	0,002713
V x F	4	6005	1501,2	1,6667 ^{ns}	0,206675
Resíduo	16	14412	900,7		
TOTAL	26	79752			
CV ⁷ (%) = 8,21					
Média geral = 366					

Nota: ¹FV= fonte de variação; ²GL= grau de liberdade; ³SQ= soma dos quadrados; ⁴QM= quadrado médio; ⁵Fc= f calculado; ⁶P-valor= probabilidade; ⁷CV= coeficiente de variação; ** significativo a 5% de probabilidade, ^{ns} não significativo.

Para avaliação da desfolha utilizou-se o teste de médias para a frequência de vibração e para a força do freio (TABELA 4).

Tabela 4 - Valores médios da desfolha para as vibrações e regulagens de força do freio ensaiadas na primeira passada.

Frequência de Vibração (ciclos.min ⁻¹)	Desfolha (kg.planta ⁻¹)
950	0,417 a
750	0,350 b
850	0,329 b
Força do Freio (Kgf)	Desfolha (g.planta ⁻¹)
12	0,400 a
10	0,350 b
8	0,347 b

Médias seguidas de mesma letra não diferenciaram entre si ao nível de 5% de significância pelo teste de Tukey.

De acordo com a Tabela 4, a maior desfolha ocorreu na maior frequência de vibração 950 ciclos.min⁻¹ diferenciando-se estatisticamente das demais. Entre as frequências 750 e 850 ciclos.min⁻¹, não houve diferença significativa.

Para a força do freio, a maior desfolha ocorreu no maior valor de regulagem (12 kgf), o qual se diferenciou dos demais. Entre as regulagens de 8 e 10 kgf não houve diferença significativa (TABELA 4).

Quando o cilindro vibrador é ajustado com força de 12 kgf, a resistência na qual as hastes vibratórias oferecem ao passar pelas plantas de café com o avanço da colhedora é maior em relação ao ajuste de 10 e 8 kgf. Essa resistência (força de arrasto que o cilindro vibrador através das hastes impõe às plantas) pode ser responsável pela maior desfolha das plantas nesta regulagem.

Comparando os resultados de desfolha obtidos para a colheita mecânica do café, verificou-se que os valores de desfolha encontrados no presente trabalho, para os ensaios da primeira passada da colhedora, foram inferiores aos valores geralmente verificados para essa prática, sendo de 0,50 a 0,70 kg.planta⁻¹ encontrados por Oliveira et al. (2007), de 0,75 a 0,83 kg.planta⁻¹ encontrados por Souza et al. (2002) e de 0,58 kg.planta⁻¹ obtidos por Dias et al. (2013).

É importante considerar também que os valores encontrados para desfolha, são inferiores a 0,64 kg.planta⁻¹ que, de acordo com Silva et al. (2000), é a média da desfolha causada pela colheita manual, destacando ainda mais a importância da colheita mecanizada para a sustentabilidade da lavoura cafeeira.

7.2.1.3 Análise dos resultados de variância para os ensaios da porcentagem de frutos verdes derriçados

Os resultados mostram que houve diferença significativa para a interação frequência de vibração *versus* força do freio com valor-p=0,00004 para a variável maturação dos frutos verdes colhidos (%). Houve diferença significativa para a frequência de vibração com valor-p=0,00000 e também houve diferença significativa para a força do freio com valor-p=0,00097. Os dados estão apresentados na Tabela 5.

Tabela 5 - Análise de variância para a porcentagem de frutos verdes derriçados na primeira passada (Velocidade = 1.600 m.h⁻¹).

FV ¹	GL ²	SQ ³	QM ⁴	Fc ⁵	P-valor ⁶
Bloco	2	4,71	2,357	1,040 ^{ns}	0,37613
Freq. Vibração (V)	2	473,60	236,801	104,493 ^{**}	0,00000
Força do freio (F)	2	50,02	25,009	11,036 ^{**}	0,00097
V x F	4	131,23	32,808	14,477 ^{**}	0,00004
Resíduo	16	36,26	2,266		
TOTAL	26	695,83			
CV ⁷ (%) = 4,88					
Média geral = 30,86					

Nota: ¹FV= fonte de variação; ²GL= grau de liberdade; ³SQ= soma dos quadrados; ⁴QM= quadrado médio; ⁵FC= f calculado; ⁶P-valor= probabilidade; ⁷CV= coeficiente de variação; ** significativo a 5% de probabilidade, ^{ns} não significativo.

O desdobramento da frequência de vibração dentro de força do freio para a variável maturação dos frutos verdes derriçados é apresentado pela Tabela 6. Os resultados da Tabela 6, mostram que houve diferença significativa para o desdobramento das frequências dentro de força do freio 8 e 10 kgf com os seguintes valores-p (0,0000 e 0,0000), respectivamente. Não houve diferença significativa para o desdobramento de frequência de vibração dentro da força do freio 12 kgf com valor-p=0,0505.

Tabela 6 -Resumo da análise de variância do desdobramento de vibração dentro de força do freio para a variável frutos verdes derriçados (%).

FV ¹	G.L ²	SQ ³	QM ⁴	Fc ⁵	Valor-p ⁶
Blocos	2	4,71407	2,35704	1,0401	0,3761 ^{ns}
Força do freio	2	50,01852	25,00926	11,0358	0,0010 ^{**}
Vibração: 8	2	267,81556	133,90778	59,089	0,0000 ^{**}
Vibração: 10	2	320,61556	160,30778	70,7385	0,0000 ^{**}
Vibração: 12	2	16,40222	8,20111	3,6189	0,0505 ^{ns}
Resíduo	16	36,25926	2,26620		
Total	26	695,82519			

Nota: ¹FV= fonte de variação; ²GL= grau de liberdade; ³SQ= soma dos quadrados; ⁴QM= quadrado médio; ⁵FC= f calculado; ⁶P-valor= probabilidade; ** significativo a 5% de probabilidade, ^{ns} não significativo.

O desdobramento de força do freio dentro de vibração para a variável maturação dos frutos verdes derriçados (%) está na Tabela 7.

Os resultados da Tabela 7 mostram que houve diferença significativa para o desdobramento de força do freio dentro das frequências 750 e 950 ciclos.min⁻¹ com os seguintes valores-p (0,0462 e 0,0000), respectivamente. Não houve diferença significativa

para o desdobramento de força do freio dentro da vibração 850 ciclos.min⁻¹ com valor-p=0,8434.

Tabela 7 - Resumo da análise de variância do desdobramento de força do freio dentro de vibração para a variável frutos verdes derrichados (%).

FV ¹	G.L ²	SQ ³	QM ⁴	Fc ⁵	Valor-p ⁶
Blocos	2	4,71407	2,35704	1,0401	0,3761 ^{ns}
Freq. Vibração	2	473,60296	236,80148	104,4926	0,0000 [*]
Força freio: 750	2	16,98667	8,49333	3,7478	0,0462 [*]
Força freio: 850	2	0,7800	0,3900	0,1721	0,8434 ^{ns}
Força freio: 950	2	163,48222	81,74111	36,0696	0,0000 [*]
Resíduo	16	36,25926	2,26620		
Total	26	695,82519			

Nota: ¹FV= fonte de variação; ²GL= grau de liberdade; ³SQ= soma dos quadrados; ⁴QM= quadrado médio; ⁵Fc= f calculado; ⁶P-valor= probabilidade; ^{*} significativo a 5% de probabilidade, ^{ns} não significativo.

Realizou-se então o teste de médias (Tukey) estando os resultados dos valores médios da variável maturação dos frutos verdes derrichados (%) do desdobramento de frequência de vibração dentro de força do freio e vice-versa apresentados na Tabela 8.

Tabela 8 - Médias da variável frutos verdes derrichados (%), do desdobramento de frequências de vibração dentro de força do freio e vice-versa.

Freq. Vibração ^{1*}	Frutos verdes derrichados (%)		
	Força do freio ^{2*}		
	8	10	12
750	28,67Ab	25,00Bc	27,33ABa
850	28,67Ab	29,37Ab	29,16Aa
950	40,03Aa	39,27Aa	30,63Ba

^{1*}Médias seguidas de letras maiúsculas iguais nas linhas não diferem estatisticamente pelo teste Tukey (P<0,05). ^{2*}Médias seguidas de mesma letra, minúscula, nas colunas não diferem estatisticamente pelo teste Tukey (P<0,05).

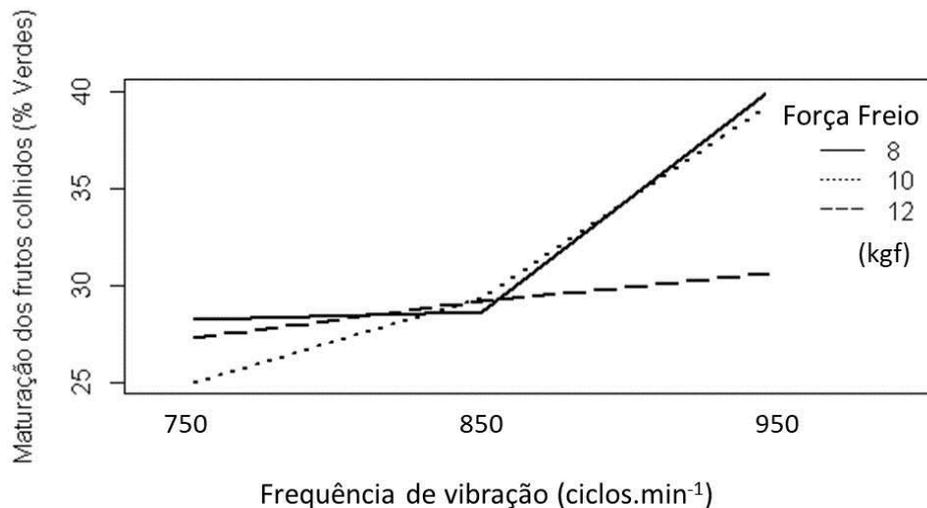
Os resultados apresentados na Tabela 8, indicaram pelo teste de Tukey (P<0,05) que dentro de forças do freio (8 e 10) a frequência 950 ciclos.min⁻¹ obteve maior porcentagem de frutos verdes colhidos que as vibrações 750 e 850 ciclos.min⁻¹. Dentro de força do freio (12) as vibrações 750, 850 e 950 ciclos.min⁻¹ obtiveram valores semelhantes na porcentagem de maturação dos frutos verdes colhidos.

Os resultados do desdobramento de força do freio dentro de cada vibração indicam que, dentro da vibração 750 a força de freio 8 kgf obteve maior porcentagem de maturação dos frutos verdes colhidos. Apesar disso, as forças de freio 8 e 12 kgf são estatisticamente equivalentes (TABELA 8).

Na vibração da colhedora 850 indicam que as três forças de freio avaliadas não têm diferença na porcentagem de maturação dos frutos verdes colhidos e na vibração da colhedora 950 verifica-se que as forças de freio 8 e 10 kgf obtiveram maior porcentagem de maturação dos frutos verdes colhidos do que em comparação a força do freio 12 kgf (TABELA 8).

De forma resumida, os resultados da Tabela 8 são apresentados no Gráfico 1 referente a interação significativa: frequência de vibração *versus* força do freio para a variável maturação de frutos verdes derriçados pela colhedora.

Gráfico 1 - Porcentagem de frutos verdes derriçados pela colhedora durante a primeira passada, para as diferentes frequências de vibração e forças do freio avaliadas.



Fonte: Do autor (2018).

Fica evidente que a maior frequência de vibração juntamente com força do freio em 8 ou 10 kgf derriçou maior quantidade de frutos verdes (GRÁFICO 1).

Na Tabela 9 estão as médias da variável maturação dos frutos verdes derriçados (%) para as diferentes vibrações da colhedora de café.

Tabela 9 - Valores médios de frutos verdes derriçados (%) para as diferentes vibrações ajustadas no cilindro da colhedora de café.

Freq. Vibração (ciclos.min ⁻¹)	Frutos verdes derriçados (%) ¹
950	36,64 a
850	29,07 b
750	26,87 c

¹ Médias seguidas letras distintas nas colunas são diferentes estatisticamente pelo teste de Tukey (P<0,05).

De acordo com a Tabela 9, os resultados mostram que a vibração 950 apresenta valores médios de porcentagem de maturação dos frutos verdes derriçados superiores quando comparados as vibrações 750 e 850 ciclos.min⁻¹.

Avaliando o desempenho operacional da colheita mecânica dos frutos de cafeeiros e utilizando o mesmo modelo de colhedora, Silva et al. (2015) concluíram que o aumento da vibração eleva a porcentagem de frutos verdes colhidos, o que corrobora com os resultados de primeira passada do presente trabalho (TABELA 9).

Vale destacar que Watson et al. (1981) apontaram necessidade de 20,00 a 17,5 Hz (1200 a 1050 ciclos.min⁻¹) correspondendo do início ao fim de safra, respectivamente, para retirada de 95% dos frutos verdes.

Ciro (2001) determinou as frequências naturais do sistema fruto-pedúnculo e obteve valor de frequência de vibração de 26,97 Hz (aproximadamente 1618 ciclos.min⁻¹) para o primeiro modo de vibração dos frutos verdes. Por sua vez, usando o método dos elementos finitos, Santos et al. (2015) encontraram valores de 23,20; 23,30; e 57,70 Hz (correspondente a 1391; 1398 e 3462 ciclos.min⁻¹) para a primeira, segunda e terceira frequências naturais do estádio de maturação verde. A frequência máxima avaliada no presente trabalho (15,8 Hz ou 950 ciclos.min⁻¹), a qual obteve a maior eficiência de derriça, encontra-se abaixo das frequências ressonantes para os frutos verdes encontradas por Giro (2001) e Santos et al. (2015).

As frequências disponibilizadas atualmente nas colhedoras de café automotrizes têm limitação máxima em valores próximos a 16,67 Hz (1000 ciclos.min⁻¹). E com base nos estudos de Watson et al. (1981), Giro (2001), Santos et al. (2015) e Coelho et al. (2016), fica evidente a necessidade da evolução dos sistemas de vibração das colhedoras, para que aproximem seus ajustes de vibração às frequências ressonantes encontradas por esses autores, para os frutos verdes e cerejas.

Estão apresentadas na Tabela 10, as médias da variável maturação dos frutos verdes derriçados (%) para as diferentes forças de freio ajustadas na colhedora.

Tabela 10 - Valores médios dos frutos verdes derriçados (%) para as diferentes forças de freio.

Forças de freio	Frutos verdes derriçados (%) ¹
8	32,32 a
10	31,21 a
12	29,04 b

¹ Médias seguidas letras distintas nas colunas são diferentes estatisticamente pelo teste de Tukey (P<0,05).

Os resultados encontrados para a derrixa dos frutos verdes podem sofrer influência devido às amplitudes de vibração das hastes derrickadoras, assim como destacado por Ferreira Júnior (2014).

7.2.1.4 Análise dos resultados de variância para os ensaios de frutos cereja derrickados

Os resultados mostram que houve diferença significativa para a interação vibração *versus* força do freio com valor-p=0,000000 para a variável maturação dos frutos cerejas derrickados (%). Também houve diferença significativa para a vibração com valor-p=0,000000 e houve diferença significativa para a força do freio com valor-p= 0,000000. Os dados estão apresentados na Tabela 11.

Tabela 11 - Análise de variância para a porcentagem de frutos cereja derrickados na primeira passada (Velocidade = 1.600 m.h⁻¹).

FV ¹	GL ²	SQ ³	QM ⁴	Fc ⁵	P-valor ⁶
Bloco	2	16,40	8,201	8,960 **	0,0024506
Vibração (V)	2	150,86	75,431	82,413 **	0,0000000
Força do freio (F)	2	261,50	130,750	142,853 **	0,0000000
V x F	4	216,21	54,053	59,056 **	0,0000000
Resíduo	16	14,64	0,915		
TOTAL	26	659,62			
CV (%) = 5,02					
Média geral = 19,07					

Nota: ¹FV= fonte de variação; ²GL= grau de liberdade; ³SQ= soma dos quadrados; ⁴QM= quadrado médio; ⁵FC= f calculado; ⁶P-valor= probabilidade; ⁷CV= coeficiente de variação; ** significativo a 5% de probabilidade, ^{ns} não significativo.

Devido a significância da interação (VxF), realizou-se o desdobramento de frequência de vibração dentro de força do freio para a variável frutos cerejas derrickados é apresentado na Tabela 12.

Os resultados da Tabela 12, mostram que houve diferença significativa para o desdobramento de vibração dentro de força do freio 8 e 10 kgf com os seguintes valores-p (0,0000 e 0,0055), respectivamente. Não houve diferença significativa para o desdobramento de vibração dentro de força do freio 12 kgf com valor-p=0,1659.

Tabela 12 - Resumo da análise de variância do desdobramento de vibração dentro de força do freio para a variável frutos cereja derriçados (%).

FV ¹	G.L ²	SQ ³	QM ⁴	Fc ⁵	Valor-p ⁶
Blocos	2	16,40222	8,20111	8,9602	0,0025*
Força do freio	2	261,5000	130,750	142,8528	0,0000*
Vibração: 8	2	349,9800	174,990	191,1879	0,0000*
Vibração: 10	2	13,40667	6,70333	7,3238	0,0055*
Vibração: 12	2	3,68667	1,8433	2,014	0,1659 ^{ns}
Resíduo	16	14,6444	0,91528		
Total	26	659,620			

Nota: ¹FV= fonte de variação; ²GL= grau de liberdade; ³SQ= soma dos quadrados; ⁴QM= quadrado médio; ⁵Fc= f calculado; ⁶P-valor= probabilidade; ⁷CV= coeficiente de variação; ** significativo a 5% de probabilidade, ^{ns} não significativo.

O desdobramento de força do freio dentro de vibração para a variável frutos cerejas derriçados (%) está na Tabela 13.

Os resultados da Tabela 13, mostram que houve diferença significativa para o desdobramento de força do freio dentro das frequências (750, 850 e 950) com os seguintes valores-p (0,0000, 0,0000 e 0,0007), respectivamente.

Tabela 13 - Resumo da análise de variância do desdobramento de força do freio dentro de vibração para a variável frutos cerejas derriçados (%).

FV ¹	G.L ²	SQ ³	QM ⁴	Fc ⁵	Valor-p ⁶
Blocos	2	16,40222	8,20111	8,9602	0,0025*
Freq. Vibração	2	150,86222	75,43111	82,4134	0,0000*
Força do freio: 750	2	246,42667	123,2133	134,6185	0,0000*
Força do freio: 850	2	209,64222	104,8211	114,5238	0,0000*
Força do freio: 950	2	21,64222	10,82111	11,8228	0,0007*
Resíduo	16	14,6444	0,91528		
Total	26	659,620			

Nota: ¹FV= fonte de variação; ²GL= grau de liberdade; ³SQ= soma dos quadrados; ⁴QM= quadrado médio; ⁵Fc= f calculado; ⁶P-valor= probabilidade; ⁷CV= coeficiente de variação; ** significativo a 5% de probabilidade, ^{ns} não significativo.

Na Tabela 14 estão as médias da variável maturação dos frutos cerejas colhidos (%) do desdobramento de vibração dentro de força do freio e vice-versa.

Os resultados apresentados na Tabela 14, pelo teste de Tukey (P<0,05), apontam que dentro da força de freio 8 kgf a frequência de vibração 750 ciclos.min⁻¹ obteve maior porcentagem de maturação dos frutos cerejas colhidos que nas frequências 850 e 950 ciclos.min⁻¹. Dentro da força do freio 10 kgf a vibração 750 ciclos.min⁻¹ obteve maior porcentagem de maturação dos frutos cereja colhidos do que a vibração 950 ciclos.min⁻¹ e

dentro da força do freio 12 kgf as vibrações são semelhantes na porcentagem de maturação dos frutos cereja colhidos.

Tabela 14 - Médias da variável frutos cereja derriçados (%), do desdobramento de vibração dentro de força do freio e vice-versa.

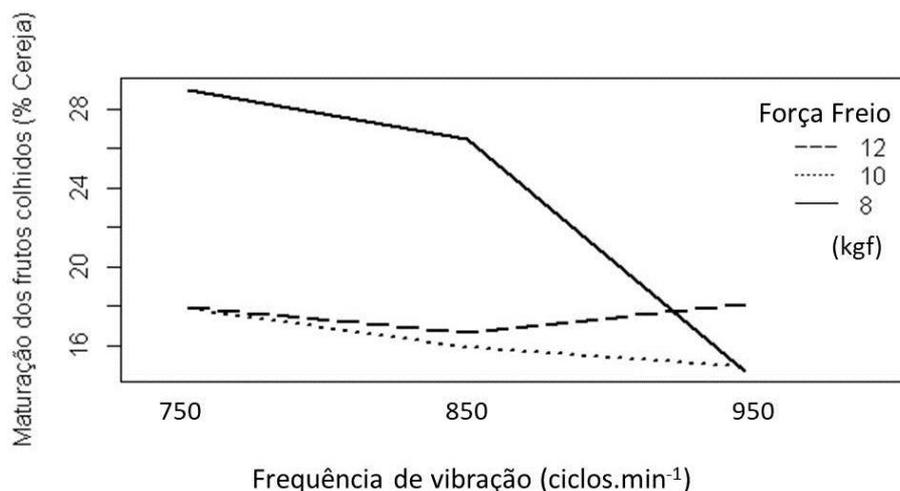
Freq. Vibração ^{1*}	Frutos cerejas derriçados (%)		
	Força do freio ^{2*}		
	8	10	12
750	29,00Aa	17,86Ba	17,93Ba
850	26,50Ab	15,90Bab	16,67Ba
950	14,70Bc	14,93Bb	18,10Aa

^{1*}Médias seguidas de letras maiúsculas iguais nas linhas não diferem estatisticamente pelo teste Tukey (P<0,05). ^{2*}Médias seguidas de mesma letra, minúscula, nas colunas não diferem estatisticamente pelo teste Tukey (P<0,05).

Os resultados do desdobramento de força do freio dentro de cada frequência de vibração, indicam que dentro da vibração 750 ciclos.min⁻¹ a força de freio 8 kgf obteve maior porcentagem de frutos cereja colhidos que nas demais forças do freio (10 e 12 kgf). Na vibração 850 ciclos.min⁻¹ a força de freio 8 kgf obteve maior porcentagem de frutos cerejas colhidos do que em comparação as forças de freio 10 e 12 kgf e na vibração da colhedora 950 ciclos.min⁻¹ a força de freio 12 kgf obteve maior porcentagem de frutos cerejas colhidos que nos demais ajustes de força do freio (TABELA 14).

De forma resumida, os resultados da Tabela 14 são apresentados no Gráfico 2 referente a interação significativa: frequência de vibração *versus* força do freio para a variável frutos verdes derriçados pela colhedora.

Gráfico 2 - Porcentagem de frutos cereja derriçados pela colhedora durante a primeira passada, para as diferentes frequências de vibração e forças do freio.



Fonte: Do autor (2018).

Observa-se (GRÁFICO 2) que a regulagem que proporcionou maior porcentagem de frutos cereja derriçados pela colhedora foi na regulagem de 750 ciclos.min⁻¹ e ajuste na força do freio em 8 kgf. Esta seria uma condição especial para a recomendação de uma colheita seletiva, visto a maior porcentagem de frutos cereja colhidos (TABELA 14) e a menor quantidade de verdes colhidos (TABELA 8).

Na Tabela 15 estão as médias da variável maturação dos frutos cerejas colhidos (%) para as diferentes vibrações da colhedora de café.

Tabela 15 - Valores médios de maturação dos frutos cerejas derriçados (%) para as diferentes vibrações ajustadas no cilindro da colhedora de café.

Vibrações (ciclos.min ⁻¹)	Frutos cerejas derriçados (%) ¹
750	21,60 a
850	19,69 b
950	15,91 c

¹ Médias seguidas letras distintas nas colunas são diferentes estatisticamente pelo teste de Tukey (P<0,05).

De acordo com a Tabela 15, os resultados mostram que a vibração 750 ciclos.min⁻¹ apresenta valores médios de frutos cerejas colhidos (%) superiores quando comparados as vibrações 850 e 950 ciclos.min⁻¹. Como verificado na Tabela 9, a porcentagem de frutos verdes aumentou com a elevação da vibração, logo, a porcentagem de frutos cereja reduziu com o aumento da vibração.

Assim como fizeram para os frutos verdes, Ciro (2001) e Santos et al. (2015) encontraram as frequências naturais do sistema fruto-pedúnculo do café para os frutos maduros e primeiro modo de vibração, nos valores 25,10 Hz (1506 ciclos.min⁻¹) e 19,9 Hz (1194 ciclos.min⁻¹), respectivamente. Dessa forma, mais uma vez a pesquisa aponta a necessidade de maiores vibrações como opção de regulagem para as colhedoras de café, visando a regulagem na mesma frequência natural para as maturações verde e maduro.

Na Tabela 16 estão as médias da variável frutos cereja derriçados (%), para as diferentes forças de freio.

Tabela 16 - Valores médios dos frutos cerejas derrichados (%) para as diferentes forças de freio.

Forças de freio (Kgf)	Frutos cerejas derrichados (%) ¹
8	23,40 a
12	17,50 b
10	16,23 c

¹ Médias seguidas letras distintas nas colunas são diferentes estatisticamente pelo teste de Tukey (P<0,05).

De acordo com a Tabela 16, os resultados mostram que a força de freio 8 apresenta valores médios de frutos cerejas derrichados (%) superiores quando comparados as forças de freio 10 e 12 kgf.

7.2.1.5 Análise dos resultados de variância para os ensaios de porcentagem de frutos passa e/ou secos derrichados

Os resultados mostram que houve diferença significativa para a interação frequência de vibração *versus* força do freio com valor-p=0,0001620 para a variável maturação dos frutos passa e seco colhidos (%). Também houve diferença significativa para a vibração com valor-p=0,0003343 e houve diferença significativa para a força do freio com valor-p=0,0000000. Os dados estão apresentados na Tabela 17.

Tabela 17 - Análise de variância para a porcentagem de frutos passa/seco derrichados na primeira passada (Velocidade = 1.600 m.h⁻¹).

FV ¹	GL ²	SQ ³	QM ⁴	Fc ⁵	P-valor ⁶
Bloco	2	35,25	17,623	5,173 ^{ns}	0,0185049
Freq. Vibração (V)	2	93,73	46,864	13,756 ^{**}	0,0003343
Força do freio (F)	2	456,69	228,343	67,026 ^{**}	0,0000000
V x F	4	152,05	38,011	11,158 ^{**}	0,0001620
Resíduo	16	54,51	3,407		
TOTAL	26	792,21			

CV (%) = 3,69

Média geral = 50,07

Nota: ¹FV= fonte de variação; ²GL= grau de liberdade; ³SQ= soma dos quadrados; ⁴QM= quadrado médio; ⁵Fc= f calculado; ⁶P-valor= probabilidade; ⁷CV= coeficiente de variação; ^{**} significativo a 5% de probabilidade, ^{ns} não significativo.

Os resultados da Tabela 17 mostram que houve diferença significativa para o desdobramento de vibração dentro de força do freio 10 com valor-p=0,0000. Não houve

diferença significativa para o desdobramento de vibração dentro de força do freio 8 e 12 com os seguintes valores-p (0,2294 e 0,0757), respectivamente.

O desdobramento de força do freio dentro de vibração para a variável maturação dos frutos passa e seco colhidos (%) está na Tabela 18.

Tabela 18 - Resumo da análise de variância do desdobramento de força do freio dentro de vibração para a variável dos frutos passa e seco derriçados (%).

FV ¹	G.L ²	SQ ³	QM ⁴	Fc ⁵	Valor-p ⁶
Blocos	2	35,24519	17,62259	5,1728	0,0185**
Vibração	2	93,72741	46,86370	13,7561	0,0003**
Força do freio: 750	2	357,1200	178,5600	52,4134	0,0000**
Força do freio: 850	2	185,44222	92,72111	27,2168	0,0001**
Força do freio: 950	2	66,16889	33,08444	9,7114	0,0017**
Resíduo	16	54,50815	3,40676		
Total	26	792,21185			

Nota: ¹FV= fonte de variação; ²GL= grau de liberdade; ³SQ= soma dos quadrados; ⁴QM= quadrado médio; ⁵Fc= f calculado; ⁶P-valor= probabilidade; ⁷CV= coeficiente de variação; ** significativo a 5% de probabilidade, ^{ns} não significativo.

Os resultados da Tabela 18, mostram que houve diferença significativa para o desdobramento de força do freio dentro da vibração (750, 850 e 950) com os seguintes valores-p (0,0000, 0,0001 e 0,0017), respectivamente.

Na Tabela 19 estão as médias da variável maturação dos frutos passa e seco colhidos (%) do desdobramento de vibração dentro de força do freio e vice-versa.

Tabela 19 - Média da variável frutos passa e seco colhidos (%) do desdobramento de vibração dentro de força do freio e vice-versa.

Freq. Vibração ^{1*}	Maturação dos frutos passa e seco colhidos (%)		
	Força do freio ^{2*}		
	8	10	12
750	42,73Ba	57,13Aa	54,73Aa
850	44,83Ba	54,73Aa	54,16Aa
950	45,26Ba	45,80Bb	51,26Aa

^{1*}Médias seguidas de letras maiúsculas nas linhas são diferentes estatisticamente pelo teste Tukey (P<0,05).^{2*}Médias seguidas de letras minúsculas nas colunas são diferentes estatisticamente pelo teste Tukey (P<0,05).

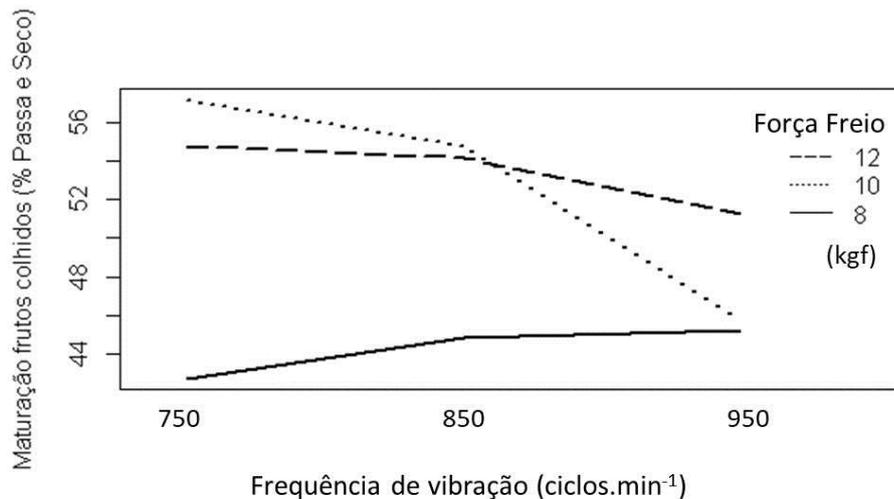
Os resultados apresentados na Tabela 19, indicam pelo teste de Tukey (P<0,05) que dentro das forças de freio 8 e 12 kgf as frequências de vibração são semelhantes, ou seja, não diferem entre si, para os frutos passa e seco colhidos. Dentro da força do freio 10 kgf as

frequências 750 e 850 ciclos.min⁻¹ apresentaram a maior porcentagem de frutos passa e seco colhidos do que a frequência 950 ciclos.min⁻¹.

Os resultados do desdobramento de força do freio dentro de cada frequência de vibração (TABELA 19), indicam que dentro das vibrações 750 e 850 ciclos.min⁻¹ as forças de freio 10 e 12 kgf obtiveram a maior porcentagem de frutos passa e secos colhidos do que em comparação a força de freio 8 kgf. Na vibração da colhedora 950 ciclos.min⁻¹ a força de freio 12 kgf obteve maior porcentagem de frutos passa e seco colhidos do que em comparação as forças de freio 8 e 10 kgf.

O Gráfico 3 ilustra os resultados da Tabela 19, evidenciando as maiores porcentagens de frutos seco e passas derrichados por influência dos ajustes de força do freio 10 e 12 kgf. Evidencia também a influência das frequências de vibração apenas para a força 10 kgf no freio.

Gráfico 3 - Porcentagem de frutos passa e seco derrichados pela colhedora durante a primeira passada, para as diferentes frequências de vibração e forças do freio.



Fonte: Do autor (2018).

Na Tabela 20 estão as médias da variável maturação dos frutos passa e seco colhidos (%) para as diferentes vibrações da colhedora de café.

Tabela 20 - Valores médios de dos frutos passa e seco colhidos (%) para as diferentes vibrações na colhedora de café.

Freq. Vibrações (ciclos.min ⁻¹)	Frutos passa e seco colhidos (%) ¹
750	51,53 a
850	51,24 a
950	47,44 b

¹ Médias seguidas letras distintas nas colunas são diferentes estatisticamente pelo teste de Tukey (P<0,05).

De acordo com a Tabela 20, as vibrações 750 e 850 ciclos.min⁻¹ apresentam valores médios dos frutos passa e seco colhidos (%) superiores quando comparados a vibração 950 ciclos.min⁻¹.

Na Tabela 21 estão as médias da variável frutos passa e seco colhidos (%) para as diferentes forças de freio.

Tabela 21 - Valores médios de maturação dos frutos passa e seco colhidos (%) para as diferentes forças de freio.

Forças de freio (Kgf)	Frutos passa e seco colhidos (%) ¹
12	53,39 a
10	52,56 b
8	44,28 c

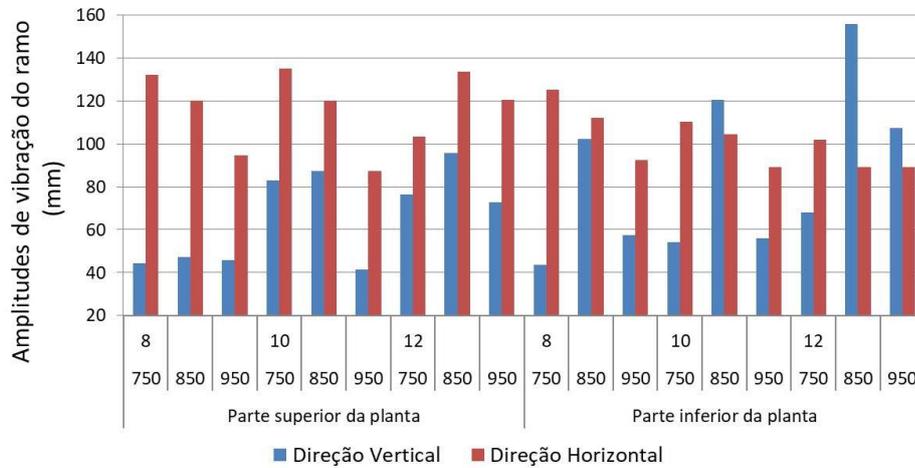
¹ Médias seguidas letras distintas nas colunas são diferentes estatisticamente pelo teste de Tukey (P<0,05).

De acordo com a Tabela 21, os resultados mostram que as forças de freio 10 e 12 kgf apresentam valores médios dos frutos passa e seco colhidos (%) superiores quando comparados a força de freio 8 kgf.

7.2.1.6 Amplitudes e transmissibilidades de vibração obtidas para a primeira passada da colhedora

De acordo com o exemplo da Seção 8.1, após obtenção do deslocamento do ramo, encontrou-se as amplitudes de vibração nas direções vertical e horizontal. Considera-se neste trabalho o deslocamento “pico a pico” realizado pelo ramo do cafeeiro como sendo a amplitude de vibração do mesmo. O Gráfico 4 apresenta os valores médios dessas amplitudes para as diferentes regulagens da colhedora e posição do ramo na planta, obtidos pelos gráficos do Anexo A.

Gráfico 4 - Amplitudes de vibração vertical e horizontal realizado pelos ramos do cafeeiro durante a primeira passada da colhedora, para as diferentes regulagens e posição na planta.

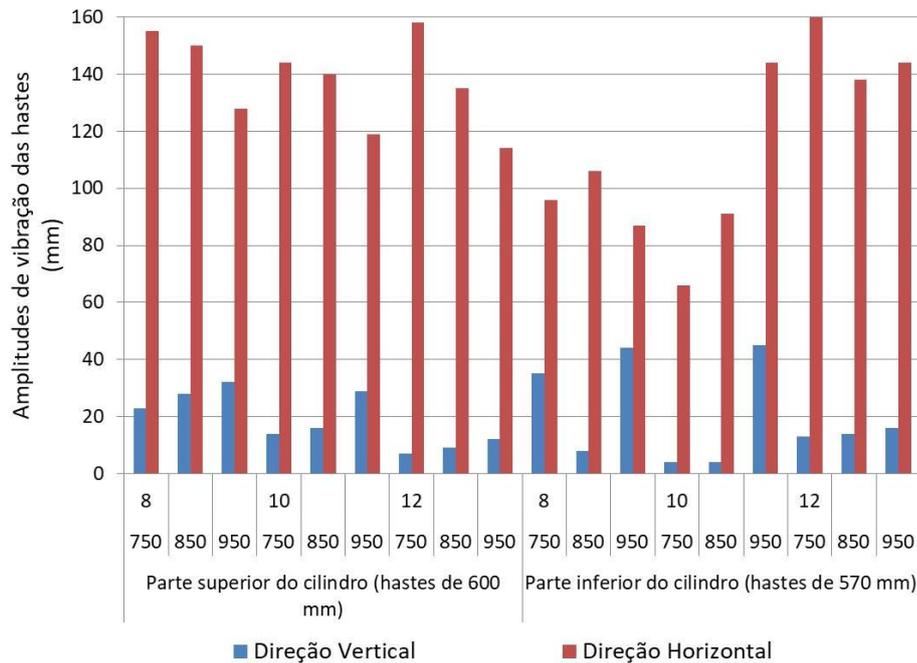


Fonte: Do autor (2018).

Observa-se que os ramos do cafeeiro apresentaram maiores valores médios das amplitudes na direção horizontal, sentido ao qual sofreram excitação forçada imposta pelos cilindros osciladores da colhedora (GRÁFICO 4). Verifica-se também que as maiores amplitudes horizontais foram obtidas nos ramos posicionados na parte superior da planta, o que pode ter relação com as características físicas da estrutura lenhosa da planta de café ou dos diferentes comprimentos de hastes da colhedora. Entretanto, essas são conclusões genéricas acima dos valores médios apresentados no Gráfico 4, porém, para afirmar sobre esses efeitos os resultados de amplitudes foram submetidos à análise estatística (teste Tukey ao nível de 5% de probabilidade).

O Gráfico 5 apresenta as amplitudes das hastes derriçadoras de uma colhedora de café, encontradas por Ferreira Júnior (2014), nas mesmas condições de regulagem da colhedora ensaiadas neste trabalho.

Gráfico 5 - Amplitudes de vibração vertical e horizontal realizado pelas diferentes hastes da colhedora, nas mesmas condições de regulagem do presente trabalho.



Fonte: adaptado de Ferreira Júnior (2014).

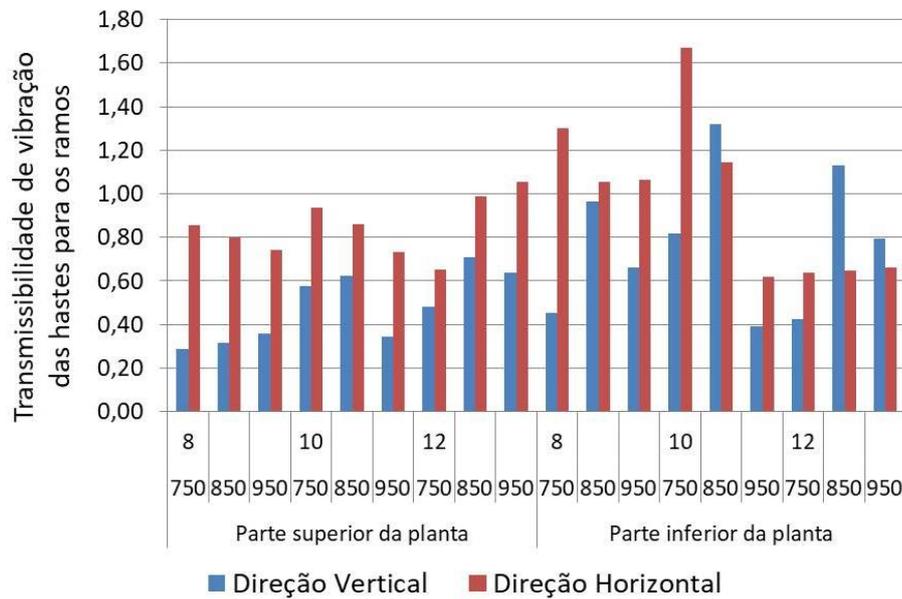
Pode-se notar que as amplitudes na direção horizontal realizada pelas hastes, são maiores em relação às amplitudes na direção vertical. Isso se deve ao fato de o cilindro vibrador ter sua excitação na direção horizontal (giro do cilindro) e também pelo próprio movimento de deslocamento da colhedora.

Conforme Castro-García et al. (2008), as árvores são estruturas dinâmicas que respondem à aplicação de vibrações mecânicas por meio de um movimento complexo. Sua resposta é condicionada pelas propriedades modais tais como frequências naturais, amortecimento e modos de vibração, as quais são definidas de acordo com a magnitude, distribuição e relação entre massa, rigidez e amortecimento das partes constituintes. Nesse contexto, Villibor (2012) complementa que esses parâmetros interferem na transmissibilidade de vibração entre os dispositivos de derrça e o sistema fruto-pedúnculo do café reforçando a necessidade de se estudá-los para as diferentes partes da planta de café e diferentes condições de vibração.

Buscando entender essa interação entre colhedora e planta, realizou-se o cálculo da transmissibilidade de vibração em termos de amplitudes de vibração, conforme equações (10) e (11) apresentadas na Seção 7.8.

Os valores médios resultantes dos cálculos de transmissibilidade de vibração estão representados pelo Gráfico 6.

Gráfico 6 - Transmissibilidades de vibração vertical e horizontal obtidas nos ramos do cafeeiro durante a primeira passada da colhedora, para as diferentes regulagens e posição na planta.



Fonte: Do autor (2018).

Observa-se para a direção horizontal que houve valores de transmissibilidade acima de 1,00; ou seja, ocorreu uma amplificação do movimento de saída (amplitude do ramo) em relação ao de entrada (amplitude da haste) na parte inferior da planta para as associações de regulagem: 750, 850 e 950 ciclos.min⁻¹ a 8 kgf e em 750 e 850 ciclos.min⁻¹ a 10 kgf. Já na parte superior da planta, a amplificação na direção horizontal ocorreu apenas na frequência 950 ciclos.min⁻¹ e 12 kgf de força no freio.

Para a direção vertical de vibração, os resultados mostram ampliação da transmissibilidade apenas na parte inferior da planta, nas regulagens de frequência em 850 ciclos.min⁻¹ juntamente com os freios 10 e 12 kgf.

Dessa forma, para identificar diferenças significativas nas transmissibilidades e amplitudes de vibração para as regulagens avaliadas nas duas posições do ramo nas plantas, estas foram submetidas à análise estatística (avaliados pelo teste de Tukey ao nível de 5% de probabilidade).

Esta Seção apresentou de forma resumida os valores médios obtidos através da instrumentação dos ramos do cafeeiro, da metodologia de processamento e condicionamento de sinais e em seguida obtenção do deslocamento aproximado dos ramos do cafeeiro. A partir dessas amplitudes pode-se encontrar a transmissibilidade de vibração da colhedora para os ramos plagiotrópicos do cafeeiro. A Seção seguinte trata de estudar estatisticamente as

diferenças entre essas variáveis obtidas, para as diferentes condições de regulagem da colhedora e posição do ramo na planta.

7.2.1.7 Análise estatística dos resultados de amplitudes e transmissibilidades de vibração realizadas pelo ramo do cafeeiro, durante a primeira passada da colhedora

Primeiramente, para avaliação e validação da condição experimental, realizou-se o teste de normalidade dos resíduos (Shapiro-Wilk), para os fatores estudados: amplitude vertical; amplitude horizontal; transmissibilidade vertical e transmissibilidade horizontal, obtendo-se respectivamente os seguintes p-valor: 0,7013216; 0,489441; 0,393635; 0,6054417. De acordo com o teste de Shapiro-Wilk a 5% de significância, todos os valores de p (p-valor) indicaram que os resíduos podem ser considerados normais. A partir disso, foi realizada a análise de variância para as variáveis estudadas.

Apresenta-se, na Tabela 38, o resultado da análise de variância para as variáveis: amplitude vertical; amplitude horizontal; transmissibilidade vertical e transmissibilidade horizontal obtidas através da instrumentação dos ramos plagiotrópicos do cafeeiro, variedade Catuaí IAC 144.

Os resultados mostram que não houve diferença significativa para a interação vibração *versus* força do freio *versus* posição na planta com valor-p=0,0732 para a variável amplitude vertical, no entanto, para as variáveis: amplitude horizontal, transmissibilidade vertical e transmissibilidade horizontal, a interação foi significativa com os respectivos valores-p: 0,0061, 0,0007 e 0,0001, conforme Tabela 22.

Tabela 22 - Valores-p da análise de variância em esquema fatorial para as variáveis: amplitude vertical (AV) e amplitude horizontal (AH) do ramo de café e para transmissibilidade vertical (TV) e transmissibilidade horizontal (TH) das hastes da colhedora para os ramos do cafeeiro.

Variáveis	Valor-p							
	B ¹	V ²	FF ³	PP ⁴	V×FF ⁵	V×PP ⁶	FF×PP ⁷	V×FF×PP ⁸
AV	0,1457	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0002	0,0732
AH	0,0682	0,0	0,1172	0,0	0,0002	0,118	0,013	0,0061
TV	0,2263	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0007
TH	0,1136	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0001

¹B = bloco; ²V= vibração do ramo; ³FF = força do freio; ⁴PP = posição na planta; ⁵V×FF = efeito da interação vibração *versus* força do freio; V×PP = efeito da interação vibração *versus* posição na planta; ⁷FF×PP = efeito da interação força do freio *versus* posição na planta; ⁸ V×FF×PP = efeito da interação vibração *versus* força do freio *versus* posição na planta.

Baseado nos resultados da Tabela 22 estudou-se primeiramente as interações triplas que foram significativas, realizando-se os desdobramentos dos efeitos das interações, conforme apresentado na Tabela 23.

Tabela 23 - Efeito de vibração dentro de força do freio e posição de planta para as variáveis: amplitude horizontal (AH) do ramo de café e para transmissibilidade vertical (TV) e transmissibilidade horizontal (TH) das hastes da colhedora para os ramos do cafeeiro.

V	Posição inferior			Posição superior		
	750	850	950	750	850	950
AH						
8	125Aa	112Aa	92Ab	132Aa	120Aa	94Bb
10	110ABa	104ABab	89Ab	135Aa	120Aa	87Bb
12	102Ba	89Ba	89Aa	103Bb	133Aa	120Aab
TV						
8	0,45Bc	0,96Ca	0,66Bb	0,28Ba	0,31Ba	0,35Ba
10	0,82Ab	1,31Aa	0,39Cc	0,57Aa	0,62Aa	0,34Bb
12	0,42Bc	1,13Ba	0,79Ab	0,48Ab	0,71Aa	0,63Aa
TH						
8	1,30Ba	1,05Ab	1,06Ab	0,85Aa	0,79Ba	0,74Ba
10	1,67Aa	1,14Ab	0,62Bc	0,93Aa	0,85ABab	0,73Bb
12	0,63Ca	0,64Ba	0,65Ba	0,65Bb	0,99Aa	1,05Aa

Médias seguidas de letras minúsculas distintas nas linhas (valores da frequência de vibração: 750, 850 e 950 ciclos.min⁻¹) diferem entre si pelo teste de Tukey a 5% de significância. Médias seguidas de letras maiúsculas distintas nas colunas (valores da força do freio: 8, 10 e 12 kgf) diferem entre si pelo teste de Tukey a 5% de significância.

Analisando os resultados da amplitude horizontal (TABELA 23), observa-se que:

a) Na posição inferior da planta:

- Os maiores valores de amplitude ocorreram na frequência de vibração 750 e 850 ciclos.min⁻¹ e os menores valores na frequência de 950 ciclos.min⁻¹. Estes resultados confirmam estatisticamente os valores médios apresentados no Gráfico 4.
- As frequências de vibração 750 e 850 ciclos.min⁻¹ apresentaram as maiores amplitudes no ajuste do freio em 8 e 10kgf, não diferenciando estatisticamente entre si, mas se diferenciam estatisticamente em relação à regulagem de 12 kgf de força no freio do cilindro;
- Na regulagem de 12 kgf de força a amplitude horizontal não sofreu influência com a variação da frequência de vibração, apresentando valores estatisticamente iguais: 102, 89 e 89 mm, para as três frequências de vibração estudadas: 750, 850 e 950 ciclos.min⁻¹, respectivamente;

- Na frequência de vibração de 950 ciclos.min⁻¹ a amplitude horizontal do ramo não apresentou diferença significativa para os ajustes de força do freio, mantendo-se entre 89 e 92 mm.

b) Na posição superior da planta:

- Para as forças do freio 8 e 10 kgf, os ramos atingiram maiores amplitudes horizontais na frequência de vibração 750 e 850 ciclos.min⁻¹, não apresentando diferença significativa entre essas frequências e também entre essas forças de freio.
- Os menores valores foram encontrados na frequência 950 ciclos.min⁻¹ para as forças 8 e 10 kgf, diferindo-se estatisticamente das outras frequências estudadas e da força 12 kgf.
- Na força de 12 kgf no freio, os menores valores foram encontrados nas frequências de vibração 750 e 950 ciclos.min⁻¹ (103 e 120 mm, respectivamente), não diferenciando-se estatisticamente entre si;
- Na vibração de 850 ciclos.min⁻¹, a variação de ajuste do freio não surtiu efeito nos valores de amplitude horizontal, apresentando igualdade estatística para 8, 10 e 12 kgf com valores das amplitudes de 120, 120 e 133 mm, respectivamente;

Analisando os resultados da transmissibilidade vertical (TABELA 23), observa-se que:

c) Na posição inferior da planta:

- O maior valor de transmissibilidade na direção vertical ocorreu na frequência de vibração 850 ciclos.min⁻¹ e ajuste de força no freio a 10 kgf, enquanto o menor valor foi encontrado também no ajuste de força no freio a 10 kgf, porém em 950 ciclos.min⁻¹ (0,39);
- Verificou-se que variando a frequência de vibração (750 , 850 e 950 ciclos.min⁻¹), houve variação significativa dentro de cada um dos ajustes de força do freio (8, 10 e 12 kgf);
- Para a frequência de vibração de 850 ciclos.min⁻¹ e ajustes do freio em 8 e também em 10 kgf, obtiveram-se valores da transmissibilidade vertical de 1,31 e 1,13 respectivamente, diferindo-se estatisticamente. Valores acima de 1,0

indicam que houve amplificação da vibração transmitida das hastes derriçadoras para o ramo do cafeeiro.

d) Na posição superior da planta:

- Para o ajuste na força no freio de 8 kgf, não houve diferença significativa na transmissibilidade vertical de vibração para as frequências de vibração estudadas;
- No ajuste de 10 kgf no freio, as maiores transmissibilidades ocorreram nas frequências de 750 e 850 ciclos.min⁻¹, não diferenciando estatisticamente entre si, com valores de 0,57 e 0,62 respectivamente. Estes valores encontrados apresentam-se estatisticamente diferentes para a frequência de 950 ciclos.min⁻¹, com transmissibilidade igual a 0,34;
- Dentro de força 12 kgf, não houve diferença significativa entre as transmissibilidades obtidas nas frequências 850 e 950 ciclos.min⁻¹, porém essas se diferenciaram da frequência 750 ciclos.min⁻¹, a qual apresentou menor valor (0,48).
- Na frequência 750 ciclos.min⁻¹, o menor valor ocorreu para a força 8 kgf (0,28), diferenciando-se das forças 10 e 12 kgf, que apresentaram estatisticamente iguais. O mesmo ocorreu na vibração 850 ciclos.min⁻¹.
- Na maior frequência de vibração 950 ciclos.min⁻¹, o maior valor de transmissibilidade vertical ocorreu no freio 12 kgf, diferindo-se dos demais. Em 8 e 10 kgf, os valores foram de 0,35 e 0,34 respectivamente, sendo iguais estatisticamente.

Analisando os resultados da transmissibilidade horizontal (Tabela 23), verificou-se que:

e) Na posição inferior da planta:

- A transmissibilidade na direção horizontal não sofreu efeito com a variação das frequências de vibração estudadas, para o ajuste na força do freio em 12 kgf;
- Em 10 kgf no freio, a transmissibilidade diminuiu com o aumento da frequência de vibração, apresentando diferença estatística entre as frequências.

- Na força 8 kgf, a frequência 750 ciclos.min⁻¹ apresentou maior valor de transmissibilidade diferenciando-se de 850 e 950 750 ciclos.min⁻¹.
- A frequência de 750 ciclos.min⁻¹ apresentou maior transmissibilidade horizontal no ajuste de força do cilindro em 10 kgf. Nesta frequência as forças diferiram entre si.
- Na frequência de 850 ciclos.min⁻¹ as transmissibilidades em 8 e 10 kgf apresentaram-se iguais estatisticamente, com valores de 1,05 e 1,14 respectivamente. No freio 12 kgf, o valor foi de 0,64 diferenciando das demais forças.
- Já na frequência de 950 ciclos.min⁻¹ a maior transmissibilidade foi encontrada em 8 kgf diferenciando-se de 10 e 12 kgf que apresentaram iguais estatisticamente.
- Verificou-se uma amplificação na transmissão de vibração na direção horizontal, no ajuste da força do freio em 8 kgf para as três frequências estudadas e para o ajuste do freio em 10 kgf, a amplificação ocorreu apenas para as frequências 750 e 850 ciclos.min⁻¹.

f) Na posição superior da planta:

- A transmissibilidade na direção horizontal não sofreu efeito da variação nas frequências de vibração estudadas, para o ajuste na força do freio em 8 kgf;
- Na frequência 750 ciclos.min⁻¹, a transmissibilidade horizontal não apresentou diferença significativa entre os ajustes no freio de 8 e 10 kgf, porém se diferenciaram do ajuste de 12 kgf com maiores valores;
- Na frequência 850 ciclos.min⁻¹, a transmissibilidade não se diferenciou entre os ajustes nas forças do freio em 10 e 12 kgf. O mesmo ocorreu entre os ajustes 8 e 10 kgf, porém 8 kgf diferenciou-se estatisticamente de 12 kgf;
- A frequência 950 ciclos.min⁻¹ dentro do ajuste força do freio, apontou maior transmissibilidade horizontal em 12 kgf. Os ajustes 8 e 10 kgf não apresentaram diferença estatística;
- Na posição inferior da planta, a única amplificação da vibração encontrada foi na frequência de vibração 950 ciclos.min⁻¹ e ajuste da força do freio em 12 kgf, com valor de 1,05.

Os valores do efeito da posição de fixação do sensor na planta dentro da frequência de vibração e força do freio são apresentados na Tabela 24, destacando o comportamento resposta das variáveis estudadas, com exceção da amplitude vertical que não apresentou interação tripla significativa.

Tabela 24 - Efeito da posição da planta (PP) dentro de vibração e força do freio para as variáveis: amplitude horizontal (AH) do ramo de café e para transmissibilidade vertical (TV) e transmissibilidade horizontal (TH) das hastes da colhedora para os ramos do cafeeiro.

V	750			850			950		
FF	8	10	12	8	10	12	8	10	12
AH									
S	132Aa	135Aa	103Aa	120Aa	120Aa	133Aa	94Aa	87Aa	120Aa
I	125Aa	110Bab	102Ab	112Aa	104Aa	89Bb	92Aa	89Aa	89Ba
TV									
S	0,28Bb	0,57Bb	0,48Aa	0,31Bb	0,62Bb	0,71Bb	0,35Bb	0,34Aa	0,63Bb
I	0,45Aa	0,82Aa	0,42Aa	0,96Aa	1,31Aa	1,13Aa	0,66Aa	0,39Aa	0,79Aa
TH									
S	0,85Bb	0,93Bb	0,65Aa	0,79Bb	0,85Bb	0,99Aa	0,74Bb	0,73Aa	1,05Aa
I	1,30Aa	1,67Aa	0,63Aa	1,05Aa	1,14Aa	0,64Bb	1,06Aa	0,62Aa	0,65Bb

Médias seguidas de letras minúsculas distintas nas linhas (valores de força de freio: 8, 10 e 12 dentro de cada vibração: 750, 850 e 950) diferem entre si pelo teste de Tukey a 5% de significância.

Analisando os resultados de amplitude horizontal (TABELA 24), verificou-se que:

- No geral, as amplitudes horizontais realizadas pelos ramos do cafeeiro diminuem com o aumento da frequência de vibração, resultado que mostra ser inversamente proporcional à eficiência de derriça que aumenta com aumento de vibração;
- Na frequência 750 ciclos.min⁻¹ houve diferença na amplitude horizontal entre as partes da planta apenas na força do freio em 10 kgf, a qual apresentou maior valor da amplitude do ramo na parte superior da planta (135 mm). Nas demais forças não houve diferença significativa nas amplitudes;
- Nas frequências 850 e 950 ciclos.min⁻¹ a diferença na amplitude horizontal realizada pelo ramo entre as partes da planta ocorreu apenas para a força do freio em 12 kgf, sendo maior na parte superior;
- O ramo da parte superior da planta não apresentou variação na amplitude horizontal com a variação da frequência e força do freio. Já na parte inferior apenas as frequências 750 e 950 ciclos.min⁻¹ apresentaram influência, destacando-se com igualdade estatística entre os freios 8 e 10 kgf, com os maiores valores em relação ao freio 12 kgf, para ambas frequências.

Analisando os resultados de transmissibilidade vertical (TABELA 24), observou-se que:

- a) Na frequência 750 ciclos.min⁻¹ não houve diferença significativa para a transmissibilidade vertical de vibração para a força do freio em 12 kgf. A diferença ocorreu para os ajustes de força do freio em 8 e 10 kgf, apresentando maiores valores na parte inferior da planta, sendo de 0,45 e 0,82 para essas forças, respectivamente;
- b) Na frequência de 850 ciclos.min⁻¹, a parte inferior da planta apresentou as maiores transmissibilidades horizontais em 8 e 10 kgf de força no freio do cilindro, e no ajuste de 12 kgf a maior amplitude verificada ocorreu na parte superior da planta, com valor de 0,99, aproveitando quase 100% da energia de vibração aplicada pelas hastes derriçadoras.
- c) Já na frequência de 950 ciclos.min⁻¹, a diferença ocorreu para as forças 8 e 12 kgf, apresentando as maiores transmissibilidades na parte inferior da planta, com valores de 0,66 e 0,79 respectivamente. Na força de 10 kgf, não houve diferença significativa.

Analisando os resultados de transmissibilidade horizontal (TABELA 24), observou-se que:

- a) Na frequência 750 ciclos.min⁻¹ não houve diferença significativa para a transmissibilidade horizontal de vibração para a força do freio em 12 kgf. A diferença ocorreu para os ajustes de força do freio em 8 e 10 kgf, apresentando maiores valores na parte inferior da planta, sendo de 1,30 e 1,67 para essas forças, respectivamente. Percebe-se que o mesmo ocorreu para a transmissibilidade vertical.
- b) Na frequência de 850 ciclos.min⁻¹, a parte inferior da planta se destacou com as maiores transmissibilidades verticais na força 8 e 10 kgf, já no ajuste em 12 kgf o maior valor ocorreu na parte superior.
- c) Em 950 ciclos.min⁻¹, a diferença ocorreu para as forças 8 e 12 kgf, apresentando a maior transmissibilidade na parte inferior da planta para 8 kgf e na parte superior da planta para 12 kgf. Para 10 kgf não houve diferença nos valores médios de transmissibilidade horizontal.

A seguir são apresentadas as Tabelas (25, 26 e 27) referentes às avaliações da amplitude vertical. A Tabela 25 refere-se às análises das regulagens de frequência de vibração dentro dos ajustes de força do cilindro vibrador e os resultados para a amplitude vertical do ramo do cafeeiro.

Tabela 25 - Efeito de vibração dentro de força do freio para a variável: amplitude vertical (AV) do ramo de café.

V	Amplitude Vertical (mm)		
	750	850	950
8	44Bb	75Ca	52Bb
10	68Ab	103Ba	48Bc
12	72Ac	125Aa	90Ab

Médias seguidas de letras minúsculas distintas nas linhas (valores de vibração: 750, 850 e 950 ciclos.min⁻¹) diferem entre si pelo teste de Tukey a 5% de significância. Médias seguidas de letras maiúsculas distintas nas colunas (valores da força do freio: 8, 10 e 12kgf) diferem entre si pelo teste de Tukey a 5% de significância.

Percebe-se que dentre as regulagens da força no freio do cilindro, as maiores amplitudes de vibração ocorreram para a força de 12 kgf (TABELA 25). Dentre as frequências de vibração estudadas, verificou-se as maiores amplitudes vertical em 850 ciclos.min⁻¹.

Importante destacar que na frequência 950 ciclos.min⁻¹ ocorreram as menores amplitudes do ramo na direção vertical para os freios 8 e 10 kgf sem apontar diferença estatística entre esses ajustes. Justamente nessas regulagens, apesar de que não houve significância na interação frequência de vibração *versus* força do freio, a eficiência de derriça apresentou os maiores valores (TABELA 25).

A Tabela 26 a seguir apresenta os resultados da amplitude vertical da interação dupla significativa da vibração *versus* posição na planta.

Tabela 26 - Efeito de vibração dentro de posição na planta para a variável: amplitude vertical (AV) do ramo de café.

V	Amplitude Vertical (mm)		
	750	850	950
S	68Ab	76Ba	53Bc
I	55Bc	126Aa	73Ab

Médias seguidas de letras minúsculas distintas nas linhas (valores de vibração: 750, 850 e 950) diferem entre si pelo teste de Tukey a 5% de significância. Médias seguidas de letras maiúsculas distintas nas colunas (valores da posição na planta: I e S) diferem entre si pelo teste de Tukey a 5% de significância.

As maiores amplitudes verticais ocorreram na parte inferior da planta, para as frequências de 850 e 950 ciclos.min⁻¹, sendo de 123 e 73 mm, respectivamente, já em 750 ciclos.min⁻¹ a maior amplitude se deu na parte superior da planta, com valor médio de 68 mm (TABELA 26), justificando estatisticamente os valores médios apresentados no Gráfico 4.

Tanto na parte superior da planta quanto na inferior, os ramos responderam aos efeitos de variação na frequência de vibração apresentando diferença estatística entre as frequências. Na parte superior o menor valor ocorreu para frequência de 950 ciclos.min⁻¹ e na parte inferior em 750 ciclos.min⁻¹ (TABELA 26).

Sobre os efeitos da interação de força do freio *versus* posição na planta, para a variável amplitude vertical, os resultados são apresentados na Tabela 27:

Tabela 27 - Efeito da força do freio dentro de posição na planta para a variável: amplitude vertical (AV) do ramo de café.

FF	Amplitude Vertical (mm)		
	8	10	12
S	46Bc	70Ab	81Ba
I	68Ac	77Ab	110Aa

Médias seguidas de letras minúsculas distintas nas linhas (valores de força do freio: 8, 10 e 12) diferem entre si pelo teste de Tukey a 5% de significância. Médias seguidas de letras maiúsculas distintas nas colunas (valores da posição na planta: I e S) diferem entre si pelo teste de Tukey a 5% de significância.

Observa-se na Tabela 27 que na parte inferior da planta as maiores amplitudes ocorreram na força do freio em 8 e 12 kgf, diferenciando-se estatisticamente, dentro da mesma força, da parte superior da planta. Na força de 10 kgf, não houve diferença entre as partes da planta. Observou-se também que as amplitudes aumentaram com o aumento da força no freio do cilindro, independente da posição na planta, o que faz aumentar a resistência (rigidez) da haste ao entrar em contato com os ramos deslocando-os com o movimento da colhedora (além do movimento de vibração das hastes).

Em ambas as partes da planta os ramos apresentaram aumento na amplitude vertical de vibração com o aumento na força do freio do cilindro vibrador, observando os menores valores em 8 kgf.

No presente estudo, os maiores valores encontrados para eficiência de derriça resultantes da primeira passada da colhedora foram obtidos na frequência de vibração 950 ciclos.min⁻¹. Para a regulação de força no freio, a maior eficiência de derriça ocorreu para 8 e 10 kgf. Esses resultados podem sofrer influência das amplitudes e transmissibilidades que se

mostraram menores nestas regulagens e por isso, realizou-se análise de correlação entre essas variáveis.

Importante ressaltar que durante a experimentação de campo, os valores encontrados para eficiência de derriça, desfolha e porcentagem de frutos cereja foram avaliadas de forma geral para a planta como um todo, sem individualizar as partes superior e inferior (o que se torna difícil na prática).

Dessa forma, para análise de correlação, realizou-se a média dos valores (para as amplitudes e para as transmissibilidades) entre as partes superior e inferior da planta, mesmo que estas apresentaram diferença significativa em algumas condições.

7.2.1.8 Análise dos resultados de correlação referente à primeira passada da colhedora

Buscando entender os efeitos: das amplitudes de vibração realizadas pelo ramo do cafeeiro; das transmissibilidades de vibração das hastes derriçadoras para os ramos; das regulagens de frequência de vibração e força de freio do cilindro vibrador; e as energias dos sinais de vibração, para as variáveis: eficiência de derriça, desfolha e porcentagem de frutos cereja, foi realizada a correlação de *Pearson* para essas variáveis.

Os resultados de correlação referentes ao experimento realizado durante a primeira passada da colhedora são apresentados na Tabela 28.

Tabela 28 - Correlação dos diferentes fatores observados na dinâmica de vibração durante a colheita, como amplitude vertical (AV), amplitude horizontal (AH), transmissibilidade vertical (TV), transmissibilidade horizontal (TH), energia vertical (EV) e energia horizontal (EH) com as variáveis eficiência de derriça (ED), desfolha (D) e porcentagem de frutos cereja colhido (PC) para as regulagens de freio (8, 10 e 12 kgf) dentro de frequência de vibração (750, 850 e 950 ciclos.min⁻¹) e vice-versa, referentes à primeira passada da colhedora.

(Continua)

Regulagens	Variáveis	AV	AH	TV	TH	EV	EH
8 (kgf)	ED	-0,50	-0,70	-0,28	-0,35	-0,25	-0,27
	D	-0,23	-0,65	0,01	-0,32	-0,03	-0,34
	PC	0,12	0,82	-0,18	0,49	0,44	0,80
10 (kgf)	ED	-0,85	-0,68	-0,87	-0,50	-0,08	0,22
	D	-0,85	-0,64	-0,86	-0,48	-0,02	0,29
	PC	0,17	0,84	0,30	0,81	0,28	0,48
12 (kgf)	ED	-0,48	-0,48	-0,29	-0,23	0,27	-0,04
	D	-0,04	0,17	0,15	0,67	0,37	0,17
	PC	-0,32	-0,32	-0,27	-0,10	0,73	0,52

Tabela 28 - Correlação dos diferentes fatores observados na dinâmica de vibração durante a colheita, como amplitude vertical (AV), amplitude horizontal (AH), transmissibilidade vertical (TV), transmissibilidade horizontal (TH), energia vertical (EV) e energia horizontal (EH) com as variáveis eficiência de derriça (ED), desfolha (D) e porcentagem de frutos cereja colhido (PC) para as regulagens de freio (8, 10 e 12 kgf) dentro de frequência de vibração (750, 850 e 950 ciclos.min⁻¹) e vice-versa, referentes à primeira passada da colhedora.

		(Conclusão)					
Regulagens	Variáveis	AV	AH	TV	TH	EV	EH
750 (ciclos.min ⁻¹)	ED	-0,50	-0,70	-0,28	-0,35	-0,25	-0,27
	D	-0,23	-0,65	0,01	-0,32	-0,03	-0,34
	PC	0,12	0,80	-0,18	0,49	0,44	0,82
850 (ciclos.min ⁻¹)	ED	-0,69	0,22	-0,26	0,79	0,54	-0,27
	D	0,48	-0,22	0,09	0,68	0,20	0,59
	PC	-0,83	0,40	-0,95	0,06	0,42	0,31
950 (ciclos.min ⁻¹)	ED	-0,95	-0,89	-0,90	-0,41	-0,49	-0,30
	D	0,49	0,28	0,37	-0,09	0,40	0,29
	PC	0,75	0,75	0,68	0,25	0,61	0,42

Observa-se (TABELA 28) que, de forma geral, para as regulagens avaliadas, com exceção da força do freio 12kgf, os fatores amplitudes de vibração (vertical e/ou horizontal) apresentaram correlação negativa para a variável eficiência de derriça, concluindo-se que quanto menor as amplitudes vertical e horizontal realizadas pelo ramo do cafeeiro, maior será a quantidade de frutos derriçados. As maiores correlações para eficiência de derriça ocorreram para a frequência de vibração 950 ciclos.min⁻¹ e regulagem no freio do cilindro em 10 kgf.

Essa correlação negativa encontrada nas regulagens 10 kgf de força e em 950 ciclos.min⁻¹, entre eficiência de derriça e amplitudes de vibração (vertical e horizontal) confirmam o maior valor de eficiência de derriça (56,96%) encontrado (TABELA 2) nas menores amplitudes de vibração horizontal e vertical apresentados nas Tabelas 23 e 25, respectivamente.

A desfolha apresentou correlação negativa com a regulagem de força do freio em 10 kgf para a amplitude vertical e transmissibilidade vertical, concluindo-se que quanto maior a amplitude vertical ou a transmissão de vibração vertical das hastes derriçadoras para os ramos do cafeeiro, menor será a desfolha (TABELA 28).

De acordo com a Tabela 28, para as regulagens de 12 kgf e frequência de vibração em 850 ciclos.min⁻¹ a desfolha apresentou correlação positiva com a transmissibilidade de vibração na direção horizontal, apontando essa direção de vibração do ramo como a maior responsável pela desfolha das plantas nestas regulagens (TABELA 28). Esses resultados de

correlação justificam o maior valor de desfolha ($0,400 \text{ kg.planta}^{-1}$) encontrado na força do freio em 12 kgf apresentado na Tabela 4.

Referente à porcentagem de frutos cereja derriçados, observou-se (TABELA 28) forte correlação com a amplitude horizontal realizada pelo ramo do cafeeiro nas forças do freio em 8 e 10 kgf e na menor frequência de vibração ($750 \text{ ciclos.min}^{-1}$), ou seja, nestas regulagens, a amplitude de vibração horizontal dos ramos influenciaram positivamente na seletividade dos frutos colhidos. Vale destacar que a maior porcentagem de frutos cerejas (29 %) foram encontrados também na vibração de $750 \text{ ciclos.min}^{-1}$ e na força do freio 8 kgf conforme Tabela 14.

Na frequência $950 \text{ ciclos.min}^{-1}$ houve forte correlação da porcentagem de frutos cereja colhidos com as amplitudes de vibração vertical e horizontal com valores de 0,75 para ambas e correlação moderada com a transmissibilidade vertical, com valor de 0,68 (TABELA 28).

A energia espectral do sinal na direção horizontal, também apresentou forte correlação com a porcentagem de frutos cereja derriçados na força de 8 kgf do freio, com valor de 0,80 e na frequência de $750 \text{ ciclos.min}^{-1}$, com valor de 0,82 (TABELA 28).

Avaliando fatores como frequência, amplitude e direção de excitação, Santos et al. (2010), através de experimentação em laboratório, obtiveram para a variedade Mundo Novo e Catuaí Vermelho, maiores eficiências de derriça com aumento da frequência de vibração. O mesmo ocorreu neste estudo para os resultados de eficiência de derriça referente à primeira passada da colhedora. Entretanto, para os resultados de amplitude de vibração, Santos et al. (2010) observaram que na medida em que as amplitudes de vibração foram aumentadas a eficiência de derriça também se elevou, diferentemente dos resultados encontrados no presente trabalho, que aponta as menores amplitudes responsáveis pela maior eficiência de derriça.

Importante destacar que as amplitudes avaliadas por Santos et al. (2010) compreendem deslocamentos impostos ao ramo variando de 3,75 a 7,50 mm e no presente trabalho, o deslocamento foi obtido pelas amplitudes máximas realizadas pelo ramo durante a passagem da colhedora, encontrando valores médios de 87 a 135 mm na direção horizontal e de 41 a 156 mm na vertical. Isso indica que maiores eficiências de derriça podem existir nas amplitudes superiores à amplitude máxima (7,50 mm) avaliada por Santos et al. (2010) e nas amplitudes inferiores às mínimas (41 e 87 mm) obtidas no presente estudo, o que requer maior investigação sobre a influência nessa faixa de amplitudes do ramo (de 7,50 a 87 mm).

7.2.2 Análise dos resultados para os ensaios realizados durante a segunda passada da colhedora

Esta seção apresenta os resultados referentes à segunda passada da colhedora, a qual percorreu a lavoura em operação de colheita com velocidade de 950 mh⁻¹.

7.2.2.1 Análise dos resultados de variância para os ensaios de eficiência de derriça

A Tabela 29 apresenta os resultados da análise de variância para a eficiência de derriça referente à segunda passada da colhedora. Os resultados mostram que não houve diferença significativa para a interação vibração *versus* força do freio com valor-p=0,09481 para a variável eficiência de derriça (%). Também não houve diferença significativa para força de freio com valor-p=0,80221 e não houve diferença significativa para a vibração com valor-p=0,31375.

Tabela 29 - Análise de variância para os dados de eficiência de derriça na segunda passada (Velocidade = 950 m.h⁻¹).

FV ¹	G.L ²	SQ ³	QM ⁴	Fc ⁵	Valor-p ⁶
Bloco	2	1530,8	765,42	2,05264 ^{ns}	0,16087
Freq. Vibração (V)	2	930,3	465,13	1,24736 ^{ns}	0,31375
Força do freio (F)	2	166,6	83,32	0,22345 ^{ns}	0,80221
V x F	4	3554,5	888,63	2,38306 ^{ns}	0,09481
Resíduo	16	5966,3	372,89		
TOTAL	26	12148,6			
CV (%) = 26,23					
Média Geral = 73,6					

Nota: ¹FV= fonte de variação; ²GL= grau de liberdade; ³SQ= soma dos quadrados; ⁴QM= quadrado médio; ⁵FC= f calculado; ⁶P-valor= probabilidade; ⁷CV= coeficiente de variação; ** significativo a 5% de probabilidade, ^{ns} não significativo.

Na Tabela 29 estão as médias da variável eficiência de derriça (%) para as diferentes vibrações e regulagem da força do freio no cilindro da colhedora de café.

Tabela 30 - Valores médios da eficiência de derriça para as diferentes vibrações e regulagens de força do freio ensaiadas na segunda passada.

Frequência Vibração (ciclos.min ⁻¹)	Eficiência de derriça (%)
850	78,29 a
950	77,21 a
750	65,34 a
Força do Freio (Kgf)	Eficiência de derriça (%)
8	77,06 a
10	72,43 a
12	71,34 a

Médias seguidas de mesma letra não diferenciaram entre si ao nível de 5% de significância pelo teste de Tukey.

De acordo com a Tabela 30, os resultados mostram que as vibrações 750, 850 e 950 ciclos.min⁻¹ apresentaram valores médios de eficiência de derriça estatisticamente iguais, de acordo com o teste F. O mesmo ocorreu para o teste de médias da força do freio, não apresentando diferença significativa entre as médias de eficiência de derriça.

Diferente da primeira passada, na segunda passada a colhedora desloca-se com velocidade operacional de 950 m.h⁻¹ dedicando maior tempo vibracional às plantas de café. Mesmo nesta condição, os resultados da Tabela 30 afirmam estatisticamente que não houve influência das regulagens na eficiência de derriça.

Observam-se na Tabela 30 que os valores de eficiência de derriça alcançados na segunda passada foram maiores em relação à primeira passada (Tabela 2). Isso pode ser explicado pela condição da maturação dos frutos que a lavoura apresentava nessa passada, com menor quantidade de frutos verdes e maior quantidade de frutos cerejas, passas e secos em relação à primeira passada, além de menor quantidade de frutos por planta. Isso pode justificar a não diferenciação estatística entre as regulagens ensaiadas.

Apesar da não influência das regulagens na eficiência de derriça, as folhas e galhos foram quantificados para identificar a influência dessas regulagens com o parâmetro desfolha. Esses resultados são apresentados na próxima Seção.

7.2.2.2 Resultados da análise de variância para os ensaios de desfolha

A Tabela 31 apresenta os resultados da análise de variância para a desfolha das plantas, referente à segunda passada da colhedora.

Os resultados mostram que não houve diferença significativa para a interação vibração *versus* força do freio com valor-p=0,61938 para a variável desfolha. Também não houve

diferença significativa para força de freio com valor-p=0,13999 e houve diferença significativa para a vibração com valor-p=0,00707.

Tabela 31 - Análise de variância para os dados de desfolha na segunda passada (Velocidade = 950 m.h⁻¹).

FV ¹	G.L ²	SQ ³	QM ⁴	Fc ⁵	Valor-p ⁶
Bloco	2	2611	1305	0,2404 ^{ns}	0,78907
Freq. Vibração (V)	2	74454	37227	6,8566 ^{**}	0,00707
Força do freio (F)	2	24203	12101	2,2289 ^{ns}	0,13999
V x F	4	14646	3662	0,6744 ^{ns}	0,61938
Resíduo	16	86870	5429		
TOTAL	26	202784			
CV (%) = 20,7					
Média Geral = 0,356					

Nota: ¹FV= fonte de variação; ²GL= grau de liberdade; ³SQ= soma dos quadrados; ⁴QM= quadrado médio; ⁵FC= f calculado; ⁶P-valor= probabilidade; ⁷CV= coeficiente de variação; ^{**} significativo a 5% de probabilidade, ^{ns} não significativo.

Na Tabela 32 estão as médias da variável desfolha para as diferentes vibrações e força do freio do cilindro, ensaiados na colhedora de café.

Tabela 32 - Valores médios da desfolha para as vibrações e regulagens de força do freio ensaiadas na segunda passada.

Frequência Vibração (ciclos.min ⁻¹)	Desfolha (kg.planta ⁻¹)
950	0,424 a
750	0,349 ab
850	0,296 b
Força do Freio (Kgf)	Desfolha (kg.planta ⁻¹)
10	0,378 a
8	0,376 a
12	0,313 a

Médias seguidas de mesma letra não diferenciaram entre si ao nível de 5% de significância pelo teste de Tukey.

Os resultados mostram que na frequência de vibração 950 ciclos.min⁻¹ o valor médio de desfolha é superior em relação à vibração 850 ciclos.min⁻¹ e estatisticamente diferente. Para as frequências 950 e 750 ciclos.min⁻¹ os resultados apontam igualdade estatística para os valores de desfolha e o mesmo ocorre entre as frequências 750 e 850 ciclos.min⁻¹ (TABELA 32). Já para as regulagens da força do freio, os resultados apontam igualdade nos valores médios de desfolha, de acordo com o teste F, não havendo diferença significativa entre as forças 8, 10 e 12 Kgf (TABELA 32).

Sales (2015) por meio de experimentação de campo (nas mesmas condições de regulação da colhedora e mesmo modelo de colhedora utilizada no presente trabalho) concluiu que a regulação do freio dos cilindros vibradores influencia diretamente a eficiência de derriça, não sendo fator determinante para o aumento do nível de desfolha. Os resultados da segunda passada da colhedora estão de acordo com Sales (2015) não apresentando diferença estatística para a desfolha com a variação da força do freio do cilindro. Porém, na primeira passada o freio apresentou influência na desfolha no ajuste de 12 kgf no freio. Dessa forma, ressalta-se a importância de avaliar outros fatores como a geometria das plantas, influência nutricional e condições climáticas do local.

Assim como na primeira passada, os valores de desfolha obtidos na segunda passada consideram-se inferiores aos valores encontrados por outros pesquisadores, que foram de 0,50 a 0,70 kg.planta⁻¹ encontrados por Oliveira et al. (2007), de 0,75 a 0,83 kg.planta⁻¹ encontrados por Souza et al. (2002) e de 0,58 kg.planta⁻¹ obtidos por Dias et al. (2013).

Os valores de desfolha obtidos na segunda passada da colhedora são próximos aos valores encontrados na primeira passada. Somando os valores médios da maior desfolha encontrada para as duas passadas da colhedora, obteve-se 0,841 kg.planta⁻¹ para o manejo de colheita realizado. Esse valor excede, moderadamente, o valor considerado médio para a desfolha manual, citado por Silva et al. (2000).

Após avaliação da eficiência de derriça e desfolha, a Seção a seguir apresenta os resultados das avaliações das porcentagens de frutos verdes, cereja e passa/secos colhidos na segunda passada.

7.2.2.3 Resultados da análise de variância para a porcentagem de frutos verdes derriçados

A Tabela 33 apresenta os resultados da análise de variância para a porcentagem de frutos verdes derriçados durante a segunda passada da colhedora. Os resultados mostram que houve diferença significativa para a interação vibração *versus* força do freio com valor-p=0,00000 para a variável maturação dos frutos verdes colhidos (%). Não houve diferença significativa para a vibração com valor-p=0,27673 e também não houve diferença significativa para a força do freio com valor-p=0,51428 .

Tabela 33 - Análise de variância para a porcentagem de frutos verdes derriçados na segunda passada (Velocidade = 950 m.h⁻¹).

FV ¹	G.L ²	SQ ³	QM ⁴	Fc ⁵	Valor-p ⁶
Bloco	2	19,659	9,8293	36,225 **	0,00000
Vibração (V)	2	0,756	0,3781	1,394 ^{ns}	0,27673
Força do freio (F)	2	0,376	0,1881	0,693 ^{ns}	0,51428
V x F	4	41,853	10,4631	38,561 **	0,00000
Resíduo	16	4,341	0,2713		
TOTAL	26	66,985			
CV (%) = 11,47					
Média Geral = 4,54					

Nota: ¹FV= fonte de variação; ²GL= grau de liberdade; ³SQ= soma dos quadrados; ⁴QM= quadrado médio; ⁵Fc= f calculado; ⁶P-valor= probabilidade; ⁷CV= coeficiente de variação; ** significativo a 5% de probabilidade, ^{ns} não significativo.

Sendo a interação significativa, foi realizado o desdobramento da vibração *versus* força do freio e vice versa.

A Tabela 34 a seguir apresenta o desdobramento de vibração dentro de força do freio para cada variável maturação dos frutos verdes derriçados (%).

Tabela 34 - Resumo da análise de variância do desdobramento de vibração dentro de força do freio para a variável porcentagem de frutos verdes derriçados na segunda passada (Velocidade = 950 m.h⁻¹).

FV ¹	G.L ²	SQ ³	QM ⁴	Fc ⁵	Valor-p ⁶
Blocos	2	19,65852	9,82926	36,2245 **	0,0000
Força do freio (F)	2	0,37630	0,18815	0,6934 ^{ns}	0,5143
Vibração: 8	2	10,28667	5,14333	18,9551 **	0,0001
Vibração: 10	2	13,80667	6,90333	25,4414 **	0,0000
Vibração: 12	2	18,34148	9,25778	34,1184 **	0,0000
Resíduo	16	4,34148	0,27134		
TOTAL	26	66,98519			

Nota: ¹FV= fonte de variação; ²GL= grau de liberdade; ³SQ= soma dos quadrados; ⁴QM= quadrado médio; ⁵Fc= f calculado; ⁶P-valor= probabilidade; ⁷CV= coeficiente de variação; ** significativo a 5% de probabilidade, ^{ns} não significativo.

Os resultados da Tabela 34, mostram que houve diferença significativa para o desdobramento de vibração dentro de força do freio 8, 10 e 12 com os seguintes valores-p (0,0001, 0,0000 e 0,0000), respectivamente.

O desdobramento de força do freio dentro de vibração para a variável maturação dos frutos verdes derriçados (%) está na Tabela 35.

Tabela 35 - Resumo da análise de variância do desdobramento de força do freio dentro de vibração para a variável porcentagem de frutos verdes derrichados na segunda passada (Velocidade = 950 m.h⁻¹).

FV ¹	G.L ²	SQ ³	QM ⁴	Fc ⁵	Valor-p ⁶
Blocos	2	19,65852	9,82926	36,2245**	0,0000
Vibração	2	0,75630	0,37815	1,3936 ^{ns}	0,2767
Força do freio: 750	2	16,32667	8,16333	30,085**	0,0000
Força do freio: 850	2	10,72667	5,36333	19,7659**	0,0000
Força do freio: 950	2	15,17556	7,58778	27,9638**	0,0000
Resíduo	16	4,34148	0,27134		
TOTAL	26	66,98519			

Nota: ¹FV= fonte de variação; ²GL= grau de liberdade; ³SQ= soma dos quadrados; ⁴QM= quadrado médio; ⁵FC= f calculado; ⁶P-valor= probabilidade; ⁷CV= coeficiente de variação; ** significativo a 5% de probabilidade, ^{ns} não significativo.

Pode-se verificar, na Tabela 35, que houve diferença significativa para o desdobramento de força do freio dentro da vibração (750, 850 e 950) com os seguintes valores-p (0,0000, 0,0000 e 0,0000), respectivamente.

Na Tabela 36 a seguir, estão as médias da variável maturação dos frutos verdes colhidos (%) do desdobramento de vibração dentro de força do freio e vice-versa.

Tabela 36 - Médias da variável porcentagem de frutos verdes derrichados (%) do desdobramento de vibração dentro de força do freio e vice-versa.

Freq. Vibração ¹ *	Frutos verdes derrichados (%)		
	Força do freio ² *		
	8	10	12
750	4,10 Bb	2,87 Cb	6,13 Aa
850	3,26 Bb	5,83 Aa	5,20 Aa
950	5,83 Aa	4,90 Aa	2,73 Bb

¹*Médias seguidas de letras maiúsculas nas linhas são diferentes estatisticamente pelo teste Tukey (P<0,05). ²*Médias seguidas de letras minúsculas nas colunas são diferentes estatisticamente pelo teste Tukey (P<0,05).

Os resultados da Tabela 36, indicam que dentro de força do freio 8 kgf e na frequência 950 ciclos.min⁻¹ obteve maior porcentagem de frutos verdes colhidos do que as vibrações 750 e 850. Dentro da força do freio 10 kgf as vibrações da colhedora 950 e 850 ciclos.min⁻¹ apresentaram estatisticamente iguais, com maior porcentagem de frutos verdes colhidos em relação a vibração 750 ciclos.min⁻¹. Dentro de força do freio 12kgf as vibrações 750 e 850 ciclos.min⁻¹ apresentaram maior porcentagem de frutos verdes colhidos do que na vibração 950 ciclos.min⁻¹.

Os resultados do desdobramento de força do freio dentro de cada vibração (Tabela 36) indicam que dentro da vibração 750 a força de freio 12 kgf obteve maior porcentagem de maturação dos frutos verdes colhidos que as demais forças do freio (8 e 10 kgf). Na vibração da colhedora a 850 ciclos.min⁻¹, os resultados indicam que as forças de freio 10 e 12 kgf apresentaram maior porcentagem de frutos verdes que na força do freio 8 kgf. Na frequência em 950 ciclos.min⁻¹ as forças de freio 8 e 10 kgf obtiveram maior porcentagem de frutos verdes colhidos que na força do freio 12 kgf.

7.2.2.4 Análise dos resultados de variância para os ensaios da variável frutos cereja derriçados

Na Tabela 37 estão os resultados da análise de variância para a porcentagem de frutos cereja derriçados durante a segunda passada. Os resultados apontaram diferença significativa para a interação vibração *versus* força do freio com valor-p=0,00000. Também houve diferença significativa para a vibração com valor-p=0,00000 e não houve diferença significativa para a força do freio com valor-p= 0,079705.

Tabela 37 - Análise de variância para a porcentagem de frutos cereja derriçados na segunda passada (Velocidade = 950 m.h⁻¹).

FV ¹	G.L ²	SQ ³	QM ⁴	Fc ⁵	Valor-p ⁶
Bloco	2	53,46	26,731	47,02 ^{**}	0,000000
Freq. Vibração (V)	2	574,00	287,000	504,78 ^{**}	0,000000
Força do freio (F)	2	3,38	1,691	2,98 ^{ns}	0,079705
V x F	4	828,92	207,230	364,48 ^{**}	0,000000
Resíduo	16	9,10	0,569		
TOTAL	26	1468,86			
CV (%) =	1,93				
Média geral =	39,04				

Nota: ¹FV= fonte de variação; ²GL= grau de liberdade; ³SQ= soma dos quadrados; ⁴QM= quadrado médio; ⁵FC= f calculado; ⁶P-valor= probabilidade; ⁷CV= coeficiente de variação; ^{**} significativo a 5% de probabilidade, ^{ns} não significativo.

Sendo a interação significativa (TABELA 37), realizou-se o desdobramento para a interação vibração *versus* força do freio. O desdobramento de vibração dentro de força do freio para a variável frutos cereja derriçados (%) são apresentados na Tabela 38.

Tabela 38 - Resumo da análise de variância do desdobramento de vibração dentro de força do freio para a variável maturação dos frutos cerejas derriçados (%).

FV ¹	G.L ²	SQ ³	QM ⁴	Fc ⁵	Valor-p ⁶
Blocos	2	53,46296	26,73148	47,0157	0,0000**
Força freio	2	3,38296	1,69148	2,975	0,0797 ^{ns}
Vibração: 8	2	92,38889	46,19444	81,2475	0,0000**
Vibração: 10	2	435,96222	217,98111	383,3883	0,0000**
Vibração: 12	2	874,56889	437,28444	769,1022	0,0000**
Resíduo	16	9,09704	0,56856		
Total	26	1468,86296			

Nota: ¹FV= fonte de variação; ²GL= grau de liberdade; ³SQ= soma dos quadrados; ⁴QM= quadrado médio; ⁵FC= f calculado; ⁶P-valor= probabilidade; ⁷CV= coeficiente de variação; ** significativo a 5% de probabilidade, ^{ns} não significativo.

A partir dos resultados da Tabela 38, verifica-se que houve diferença significativa para o desdobramento de vibração dentro de força do freio 8, 10 e 12 com os seguintes valores-p: 0,0000, 0,0000 e 0,0000, respectivamente.

O desdobramento de força do freio dentro de vibração para a variável frutos cereja derriçados (%) é apresentado na Tabela 39.

Tabela 39 - Resumo da análise de variância do desdobramento de força do freio dentro de vibração para a variável porcentagem de frutos cerejas derriçados na segunda passada (Velocidade = 950 m.h⁻¹).

FV ¹	G.L ²	SQ ³	QM ⁴	Fc ⁵	Valor-p ⁶
Blocos	2	53,46296	26,73148	47,0157**	0,0000
Freq. Vibração	2	574,00074	287,00037	504,7804**	0,0000
Força do freio: 750	2	447,22667	223,61333	393,2944**	0,0000
Força do freio: 850	2	194,32667	97,16333	170,8923**	0,0000
Força do freio: 950	2	190,74889	95,37444	167,7459**	0,0000
Resíduo	16	9,09704	0,56856		
TOTAL	26	1468,86296			

Nota: ¹FV= fonte de variação; ²GL= grau de liberdade; ³SQ= soma dos quadrados; ⁴QM= quadrado médio; ⁵FC= f calculado; ⁶P-valor= probabilidade; ⁷CV= coeficiente de variação; ** significativo a 5% de probabilidade, ^{ns} não significativo.

Os resultados da Tabela 39, mostram que houve diferença significativa para o desdobramento de força do freio dentro da vibração (750, 850 e 950 ciclos.min⁻¹) com os seguintes valores-p (0,0000, 0,0000 e 0,0000), respectivamente.

Na Tabela 40 estão as médias da variável frutos cereja derriçados (%) do desdobramento de vibração dentro de força do freio e vice-versa.

Tabela 40 - Médias da variável frutos cereja derriçados (%) para o desdobramento de frequência de vibração dentro de força do freio e vice-versa.

Freq. Vibração ^{1*}	Frutos cereja derriçados (%)		
	Força do freio ^{2*}		
	8	10	12
750	34,967Cc	43,700Bb	52,233Aa
850	39,300Ab	29,667Bc	29,233Bc
950	42,800Ba	45,067Aa	34,367Cb

^{1*}Médias seguidas de letras maiúsculas nas linhas são diferentes estatisticamente pelo teste Tukey (P<0,05). ^{2*}Médias seguidas de letras minúsculas nas colunas são diferentes estatisticamente pelo teste Tukey (P<0,05).

Os resultados da Tabela 40, indicam pelo teste de Tukey (P<0,05) que dentro das forças do freio 8 e 10 kgf a vibração 950 ciclos.min⁻¹ obteve maior porcentagem de frutos cerejas colhidos do que as vibrações 750 e 850 ciclos.min⁻¹. Dentro da força do freio 12 kgf, a vibração 750 ciclos.min⁻¹ obteve maior porcentagem de frutos cereja colhidos do que as vibrações 850 e 950 ciclos.min⁻¹.

Os resultados do desdobramento de força do freio dentro de cada vibração (TABELA 40) indicam que dentro da vibração 750 a força de freio 12 kgf obteve maior porcentagem de frutos cereja colhidos que em comparação as demais forças do freio 8 e 10 kgf, ou seja, a seletividade da colheita aumentou com o aperto do freio do cilindro. Na frequência 850 ciclos.min⁻¹ os resultados indicam que a força de freio 8 kgf obteve maior porcentagem de frutos cereja colhidos que nas forças de freio 10 e 12 kgf. Na vibração da colhedora 950 ciclos.min⁻¹ os resultados indicam que a força de freio 10 kgf obteve maior porcentagem de frutos cereja colhidos que nas forças de freio 8 e 12 kgf. Nesta frequência, o comportamento se dá ao contrário que na frequência 750 ciclos.min⁻¹, pois a seletividade ocorre com a redução na força do freio do cilindro.

Esses comportamentos podem ser mais bem interpretados a partir do estudo das amplitudes de vibração dos ramos, transmissibilidade de vibração da máquina para as plantas e em seguida, análises estatísticas e correlação com outras variáveis.

7.2.2.5 Análise dos resultados de variância para os ensaios da variável porcentagem de frutos passa e/ou secos derriçados

Os dados da análise de variância para a porcentagem de frutos passa/secos referente à segunda passada, são apresentados na Tabela 41.

Os resultados mostram que houve diferença significativa para a interação vibração *versus* força do freio com valor-p=0,000000 para a variável maturação dos frutos passa e seco derriçados (%). Também houve diferença significativa para a vibração com valor-p=0,000000 e não houve diferença significativa para a força do freio com valor-p=0,126823.

Tabela 41 - Análise de variância para a porcentagem de frutos passa/seco derriçados na segunda passada (Velocidade = 950 m.h⁻¹).

FV ¹	G.L ²	SQ ³	QM ⁴	Fc ⁵	Valor-p ⁶
Bloco	2	132,01	66,004	20,864**	0,000035
Freq. Vibração (V)	2	605,75	302,874	95,737**	0,000000
Força do freio (F)	2	14,91	7,453	2,356 ^{ns}	0,126823
V x F	4	975,16	243,791	77,061**	0,000000
Resíduo	16	50,62	3,164		
TOTAL	26	1778,45			
CV (%) = 3,17					
Média geral = 56,19					

Nota: ¹FV= fonte de variação; ²GL= grau de liberdade; ³SQ= soma dos quadrados; ⁴QM= quadrado médio; ⁵FC= f calculado; ⁶P-valor= probabilidade; ⁷CV= coeficiente de variação; ** significativo a 5% de probabilidade, ^{ns} não significativo.

Conforme a interação entre vibração e força do freio apresentaram significância (TABELA 41), foi realizada o desdobramento de vibração dentro de força do freio para a variável frutos passa e seco derriçados (%), conforme resumo de análise de variância apresentados na Tabela 42.

Tabela 42 - Resumo da análise de variância do desdobramento de vibração dentro de força do freio para a variável frutos passa e seco colhidos (%).

FV ¹	G.L ²	SQ ³	QM ⁴	Fc ⁵	Valor-p ⁶
Blocos	2	132,00889	66,00444	20,8636	0,0000*
Força freio	2	14,90667	7,45333	2,536	0,1268 ^{ns}
Vibração: 8	2	141,10889	70,55444	22,3019	0,0000*
Vibração: 10	2	394,99556	197,49778	62,428	0,0000*
Vibração: 12	2	1044,80889	522,40444	165,1292	0,0000*
Resíduo	16	50,61778	3,16361		
Total	26	1778,44667			

Nota: ¹FV= fonte de variação; ²GL= grau de liberdade; ³SQ= soma dos quadrados; ⁴QM= quadrado médio; ⁵FC= f calculado; ⁶P-valor= probabilidade; ⁷CV= coeficiente de variação; ** significativo a 5% de probabilidade, ^{ns} não significativo.

Os resultados da Tabela 42 mostram que houve diferença significativa para o desdobramento de vibração dentro de força do freio 8, 10 e 12 com os seguintes valores-p (0,0000, 0,0000 e 0,0000), respectivamente.

O desdobramento de força do freio dentro de vibração para a variável frutos passa e seco colhidos é apresentado na Tabela 43.

Tabela 43 - Resumo da análise de variância do desdobramento de força do freio dentro de vibração para a variável frutos passa e seco colhidos (%).

FV ¹	G.L ²	SQ ³	QM ⁴	Fc ⁵	Valor-p ⁶
Blocos	2	132,00889	66,00444	20,8636	0,0000*
Vibração	2	605,74889	302,87444	95,7369	0,0000*
Força freio 750	2	559,02889	279,51444	88,3530	0,0000*
Força freio 850	2	114,20667	57,10333	18,0500	0,0001*
Força freio 950	2	316,83556	158,41778	50,0750	0,0000*
Resíduo	16	50,61778	3,16361		
Total	26	1778,44667			

Nota: ¹FV= fonte de variação; ²GL= grau de liberdade; ³SQ= soma dos quadrados; ⁴QM= quadrado médio; ⁵FC= f calculado; ⁶P-valor= probabilidade; ⁷CV= coeficiente de variação; *significativo a 5% de probabilidade, ^{ns} não significativo.

Os resultados da Tabela 43, indicam que houve diferença significativa para o desdobramento de força do freio dentro da vibração (750, 850 e 950 ciclos.min⁻¹) com os seguintes valores-p (0,0000, 0,0001 e 0,0000), respectivamente.

Na Tabela 44 estão as médias da variável frutos passa e seco derriçados para o desdobramento de vibração dentro de força do freio e vice-versa.

Tabela 44 - Médias da variável porcentagem de frutos passa e seco derriçados (%) do desdobramento de vibração dentro de força do freio e vice-versa.

Freq. Vibração ^{1*}	Frutos passa e seco derriçados (%)		
	Força do freio ^{2*}		
	8	10	12
750	60,93Aa	50,90Bb	41,63Cb
850	57,33Ba	64,50Aa	65,56Aa
950	51,36Bb	50,03Bb	63,23Aa

^{1*}Médias seguidas de letras maiúsculas nas linhas são diferentes estatisticamente pelo teste Tukey (P<0,05). ^{2*}Médias seguidas de letras minúsculas nas colunas são diferentes estatisticamente pelo teste Tukey (P<0,05).

Os resultados apresentados na Tabela 44, indicam pelo teste de Tukey (P<0,05) que dentro da força de freio 8 kgf, as vibrações 750 e 850 ciclos.min⁻¹ obtiveram as maiores porcentagens de frutos passa e seco derriçados que na vibração 950 ciclos.min⁻¹. Dentro da força do freio 10 kgf a vibração 850 ciclos.min⁻¹ obteve maior porcentagem de frutos passa e seco derriçados que nas vibrações 750 e 950 ciclos.min⁻¹. E dentro da força do freio 12 kgf as

vibrações 850 e 950 ciclos.min⁻¹ obtiveram maior porcentagem de frutos passa e seco derriçados em relação a vibração 750 ciclos.min⁻¹.

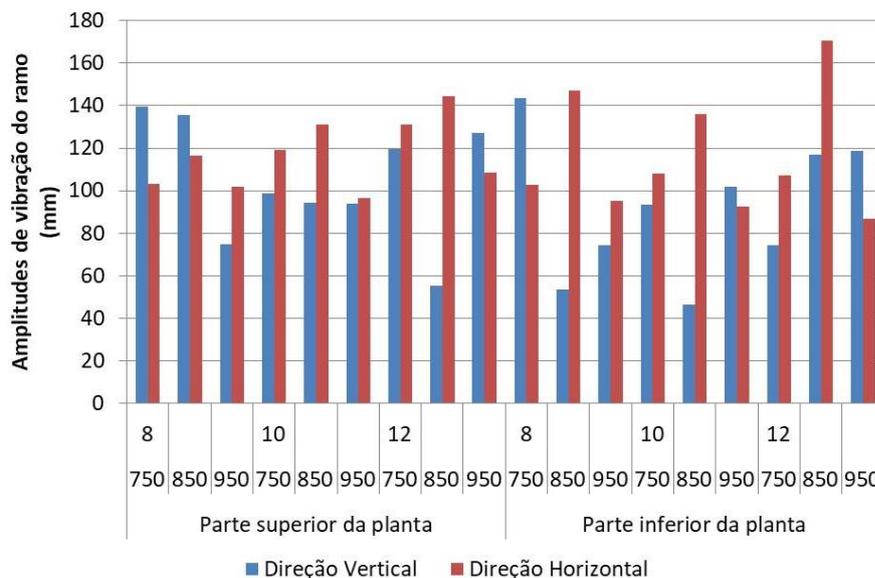
Os resultados do desdobramento de força do freio dentro de cada vibração (TABELA 44) indicam que dentro da vibração 750 ciclos.min⁻¹ a força de freio 8 kgf obteve maior porcentagem de frutos passa e secos derriçados do que em comparação com as demais forças do freio (10 e 12 kgf). Na vibração da colhedora a 850 ciclos.min⁻¹, as forças de freio 10 e 12 kgf obtiveram maior porcentagem de frutos passa e seco derriçados em relação a força de freio ajustado em 8 kgf. Na vibração da colhedora em 950 ciclos.min⁻¹ os resultados indicam que a força de freio 12 kgf obteve maior porcentagem de frutos passa e seco derriçados em relação às forças de freio 8 e 10 kgf.

7.2.2.6 Amplitudes e transmissibilidades de vibração obtidas para a segunda passada da colhedora

Esta Seção apresenta os valores máximos das amplitudes de vibração vertical e horizontal obtidos a partir das técnicas de processamento e condicionamento de sinais.

O Gráfico 7 apresenta os valores médios dessas amplitudes para as diferentes regulagens da colhedora e posição do ramo na planta, avaliados.

Gráfico 7 - Amplitudes de vibração vertical e horizontal realizado pelos ramos do cafeeiro durante a segunda passada da colhedora, para as diferentes regulagens e posição na planta.



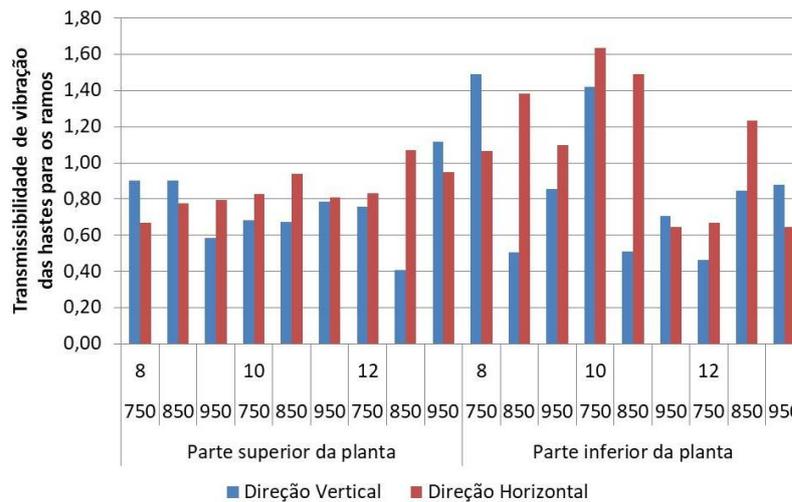
Fonte: Do autor (2018).

Observa-se no Gráfico 7 que em grande parte das regulagens os ramos apresentaram amplitudes horizontais superiores às amplitudes verticais, respondendo à vibração dos cilindros vibradores. Devido à complexidade da dinâmica envolvida na relação colhedora cafeeiro, torna-se necessário submeter os valores de amplitudes encontrados a uma análise estatística para melhor interpretação dos resultados obtidos.

Assim como realizado para os dados obtidos na primeira passada da colhedora, na segunda passada também foi realizado o cálculo da transmissibilidade de vibração em termos de amplitudes de vibração, conforme equações (10) e (11) apresentadas na Seção 7.8.

Os valores resultantes dos cálculos de transmissibilidade de vibração estão representados pelo Gráfico 8.

Gráfico 8 - Transmissibilidades de vibração vertical e horizontal obtidas nos ramos do cafeeiro durante a segunda passada da colhedora, para as diferentes regulagens e posição na planta.



Fonte: Do autor (2018).

Pelos resultados do Gráfico 8 verifica-se que para a direção horizontal houve valores de transmissibilidade acima de 1,00; ou seja, ocorreu uma ampliação do movimento de saída (amplitude do ramo) em relação ao de entrada (amplitude da haste) na parte inferior da planta para as associações de regulagem: 750 ciclos.min⁻¹ com 8 kgf e 10 kgf; em 850 ciclos.min⁻¹ com 8, 10 e 12 kgf no freio e em 950 ciclos.min⁻¹ apenas em 8 kgf. Na parte superior da planta, a ampliação na direção horizontal ocorreu apenas na frequência 850 ciclos.min⁻¹ e 12 kgf de força no freio.

Para a direção vertical de vibração, os resultados mostram ampliação da transmissibilidade na parte superior da planta em 950 ciclos.min⁻¹ e 12 kgf de força no freio.

Na parte inferior da planta, nas regulagens de frequência em 750 ciclos.min⁻¹ juntamente com os freios 8 e 10 kgf.

Para fins de entender estatisticamente a influência das regulagens sobre as transmissibilidades obtidas, esses resultados foram submetidos à análise estatística (avaliados pelo teste de Tukey ao nível de 5% de probabilidade).

7.2.2.7 Análise dos resultados de transmissão de vibração da colhedora para o cafeeiro, durante a segunda passada da colhedora

Assim como nos resultados da primeira passada, para a segunda passada também para avaliação e validação da condição experimental, realizou-se o teste de normalidade dos resíduos (Shapiro-Wilk), para os fatores estudados: amplitude vertical; amplitude horizontal; transmissibilidade vertical e transmissibilidade horizontal, obtendo-se respectivamente, os p-valor: 0,7398971; 0,1011292; 0,684749; 0,1850857. De acordo com o teste de Shapiro-Wilk a 5% de significância, os valores de p (p-valor) indicam que os resíduos podem ser considerados normais. A partir disso, foi realizada a análise de variância para as variáveis estudadas.

Apresenta-se, na Tabela 45, o resultado da análise de variância da interação vibração *versus* força do freio *versus* posição na planta para as variáveis: amplitude vertical; amplitude horizontal; transmissibilidade vertical e transmissibilidade horizontal, apontando diferença significativa com os respectivos valores-p: 0,0; 0,0016; 0,0 e 0,0, conforme Tabela 45.

Tabela 45 - Valores-p da análise de variância em esquema fatorial para as variáveis: amplitude vertical (AV) e amplitude horizontal (AH) do ramo de café e para transmissibilidade vertical (TV) e transmissibilidade horizontal (TH) das hastes da colhedora para os ramos do cafeeiro.

Variáveis	Valor-p							
	B ¹	V ²	FF ³	PP ⁴	V×FF ⁵	V×PP ⁶	FF×PP ⁷	V×FF×PP ⁸
AV	0,0018	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0001	0,0	0,0
AH	0,0004	0,0	0,0	0,6245	0,0	0,0	0,0018	0,0016
TV	0,0006	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
TH	0,0002	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0

¹B = bloco; ²V= vibração do ramo; ³FF = força do freio; ⁴PP = posição na planta; ⁵V×FF = efeito da interação vibração *versus* força do freio; V×PP = efeito da interação vibração *versus* posição na planta; ⁷FF×PP = efeito da interação força do freio *versus* posição na planta; ⁸ V×FF×PP = efeito da interação vibração *versus* força do freio *versus* posição na planta.

Na Tabela 46 são apresentados os resultados obtidos do desdobramento da interação entre os fatores de frequência de vibração, força no freio e posição na planta para as variáveis amplitudes de vibração vertical e horizontal e transmissibilidade vertical e horizontal.

Tabela 46 - Efeito de vibração dentro de força do freio e posição de planta para as variáveis: amplitude horizontal (AH) do ramo de café e para transmissibilidade vertical (TV) e transmissibilidade horizontal (TH) das hastes da colhedora para os ramos do cafeeiro durante a segunda passada da colhedora.

V	Posição inferior			Posição superior		
	750	850	950	750	850	950
AV						
8	143Aa	54Bc	74Cb	140Aa	136Aa	75Cb
10	94Ba	47Bb	102Ba	98Ca	94Ba	94Ba
12	74Cb	117Aa	119Aa	120Ba	55Cb	127Aa
AH						
8	103Ab	147Ba	95Ab	103Cb	117Ca	102Ab
10	108Ab	136Ba	93Ac	119Bb	131Ba	97Ac
12	107Ab	170Aa	87Ac	131Ab	144Aa	108Ac
TV						
8	1,48Aa	0,51Bc	0,86Ab	0,90Aa	0,91Aa	0,58Cb
10	1,42Aa	0,51Bc	0,71Bb	0,68Bab	0,67Bb	0,79Ba
12	0,46Bb	0,85Aa	0,88Aa	0,76Bb	0,41Cc	1,12Aa
TH						
8	1,06Bb	1,38Ba	1,1Ab	0,67Bb	0,78Ca	0,80Ba
10	1,64Aa	1,49Ab	0,64Bc	0,83Ab	0,94Ba	0,81Bb
12	0,66Cb	1,23Ca	0,65Bb	0,83Ac	1,07Aa	0,95Ab

Médias seguidas de letras minúsculas distintas nas linhas (valores de vibração: 750, 850 e 950 ciclos.min⁻¹) diferem entre si pelo teste de Tukey a 5% de significância. Médias seguidas de letras maiúsculas distintas nas colunas (valores da força do freio: 8, 10 e 12 kgf) diferem entre si pelo teste de Tukey a 5% de significância.

Analisando os resultados de amplitude vertical (TABELA 46), verificou-se que:

a) Na posição inferior da planta:

- Na força do freio 8 kgf, as amplitudes de vibração vertical diminuíram com o aumento da frequência de vibração, apresentando valores de amplitude vertical diferentes estatisticamente entre as frequências. Em 10 kgf de força, houve diferença significativa para a frequência de 850 ciclos.min⁻¹, obtendo o menor valor da amplitude. Já em 12 kgf, ocorreu comportamento inverso ao freio de 8 kgf, pois as amplitudes do ramo na direção vertical aumentaram com a elevação da vibração.

- Na frequência de vibração em 950 ciclos.min⁻¹, a menor amplitude se diferenciou para a força do freio em 8 kgf. O mesmo ocorreu na frequência 850 ciclos.min⁻¹. Na frequência de 750 ciclos.min⁻¹ o maior valor ocorreu em 8 kgf e o menor em 12 kgf.
- b) Na posição superior da planta:
- A variação da frequência de vibração não apresentou diferença significativa na amplitude vertical do ramo para o ajuste de 10 kgf na força do freio.
 - O resultado da variação na força do freio apresentou maior influência significativa na frequência de vibração de 950 ciclos.min⁻¹, aumentando as amplitudes de vibração com o aumento da força do freio, assim como na parte superior.
 - Os maiores valores médios de amplitude vertical do ramo foram encontrados para o freio 8 kgf e nas frequências 750 e 850 ciclos.min⁻¹, mostrando-se estatisticamente iguais.

Analisando os resultados de amplitude horizontal (TABELA 46), verificou-se que:

- a) Na posição inferior da planta:
- A amplitude de vibração horizontal do ramo sofreu maior influência com a variação da frequência de vibração que da força do freio, apresentando os menores valores em 950 ciclos.min⁻¹.
 - Dentro da frequência 750 ciclos.min⁻¹ não houve influência do freio do cilindro. O mesmo ocorreu para a frequência de 950 ciclos.min⁻¹. Já na frequência 850 ciclos.min⁻¹, o freio 12 kgf apresentou maior amplitude diferenciando-se dos demais ajustes no freio.
- b) Na posição superior da planta:
- O mesmo ocorreu nessa frequência, na parte superior da planta, a amplitude de vibração horizontal do ramo sofreu maior influência com a variação da frequência de vibração que da força do freio, apresentando os menores valores em 950 ciclos.min⁻¹, porém nas demais forças de freio estudadas, 12 kgf se destacou estatisticamente com os maiores valores de amplitudes horizontais.

- As amplitudes não apresentaram influência do freio na frequência de vibração em 950 ciclos.min⁻¹. Nas frequências 750 e 850 ciclos.min⁻¹ a força do freio influenciou aumentando as amplitudes de vibração do ramo com o aumento da força de frenagem do cilindro.

Analisando os resultados de transmissibilidade vertical (TABELA 46), observou-se que:

a) Na posição inferior da planta:

- Os maiores valores médios da transmissibilidade vertical foram observados na frequência 750 ciclos.min⁻¹ para as forças de 8 e 10 kgf, sendo de 1,48 e 1,42 respectivamente, porém, são iguais estatisticamente. O maior valor ocorreu na mesma frequência e força de 12 kgf no freio, diferindo-se estatisticamente das demais frequências e forças de freio estudadas.
- Na frequência 950 ciclos.min⁻¹, a menor transmissibilidade vertical ocorreu para o freio em 10 kgf.

b) Na posição superior da planta:

- Em 950 ciclos.min⁻¹ houve amplificação da transmissibilidade de vibração vertical no ajuste de força do freio em 12 kgf. Isso indica que o deslocamento do ramo na direção vertical foi maior que o deslocamento da ponta das hastes na direção horizontal.

Analisando os resultados de transmissibilidade horizontal (TABELA 46), conclui-se que:

a) Na parte inferior da planta:

- O maior valor médio da transmissibilidade vertical foi observado na frequência 750 ciclos.min⁻¹ para as forças de 10 kgf, sendo de 1,64.
- Os menores valores foram encontrados na frequência 950 ciclos.min⁻¹, com valores de 0,64 e 0,65 para os freios em 10 e 12 kgf, respectivamente, sendo considerados iguais estatisticamente.

Importante destacar que observando os dados da Tabela 46, de forma geral, as maiores transmissibilidades de vibração ocorreram nas regulagens onde os ramos vibraram em amplitudes maiores. Da mesma forma, as baixas transmissibilidades, são consequências das menores amplitudes de vibração obtidas.

A Tabela 47 apresenta o efeito da posição do ramo na planta dentro das regulagens avaliadas para as mesmas variáveis apresentadas na Tabela 46.

Tabela 47 - Efeito da posição da planta (PP) dentro de vibração e força do freio para as variáveis: amplitude horizontal (AH) do ramo de café e para transmissibilidade vertical (TV) e transmissibilidade horizontal (TH) das hastes da colhedora para os ramos do cafeeiro referentes à segunda passada da colhedora.

V	750			850			950		
FF	8	10	12	8	10	12	8	10	12
AV									
S	140Aa	99Ac	120Ab	136Aa	94Ab	55Bc	74Ac	94Ab	127Aa
I	143Aa	94Ab	74Bc	54Bb	47Bc	117Aa	75Ac	102Ab	119Aa
AH									
S	103Ac	119Ab	131Aa	118Bc	131Ab	144Ba	102Aa	97Aa	108Aa
I	103Aa	108Ba	107Ba	147Ab	136Ab	170Aa	95Aa	93Aa	87Ba
TV									
S	0,90Ba	0,68Bb	0,76Ab	0,91Aa	0,67Ab	0,40Bc	0,58Bc	0,79Ab	1,12Aa
I	1,49Aa	1,42Aa	0,46Bb	0,51Bb	0,51Bb	0,85Aa	0,86Aa	0,71Ab	0,88Ba
TH									
S	0,67Bb	0,83Ba	0,83Aa	0,78Bc	0,94Bb	1,07Ba	0,80Bb	0,81Ab	0,95Aa
I	1,07Ab	1,64Aa	0,66Bc	1,38Ab	1,49Aa	1,23Ac	1,10Aa	0,64Bb	0,65Bb

Médias seguidas de letras minúsculas distintas nas linhas (valores de vibração: 750, 850 e 950 ciclos.min⁻¹) diferem entre si pelo teste de Tukey a 5% de significância. Médias seguidas de letras maiúsculas distintas nas colunas (valores da força do freio: 8, 10 e 12 kgf) diferem entre si pelo teste de Tukey a 5% de significância.

Analisando os resultados de amplitude vertical (TABELA 47), observa-se que:

- Na frequência 750 ciclos.min⁻¹ houve diferença significativa entre a posição do ramo na planta, apenas na força do freio em 12 kgf, sendo a menor amplitude na parte inferior da planta e maior amplitude na parte superior;
- Dentro da frequência 850 ciclos.min⁻¹ a amplitude vertical foi significativa respondendo às mudanças de força do freio. Já em 950 ciclos.min⁻¹ não houve diferença significativa entre as partes das plantas.

Analisando os resultados de amplitude horizontal (TABELA 47), observa-se que:

- Não houve diferença na amplitude horizontal do ramo entre as partes da planta, para a força do freio em 8 kgf e frequências 750 e 950 ciclos.min⁻¹. Em 850

ciclos.min⁻¹ a amplitude maior ocorreu na parte inferior com valor de 147 mm diferenciando-se da parte superior com 118 mm.

- b) Não houve diferença significativa para a frequência de vibração 950 ciclos.min⁻¹. Percebe-se que tanto para a amplitude vertical quanto para a horizontal, a variação no ajuste do freio não apresentou influencias.

Analisando os resultados de transmissibilidade vertical (TABELA 47), observa-se que:

- a) Dentro da frequência 750 ciclos.min⁻¹ as maiores transmissibilidade ocorreram na parte inferior da planta, para as forças do freio 8 e 10 kgf e a menor transmissibilidade ocorreu em 12 kgf da parte superior.
- b) Na frequência 850 ciclos.min⁻¹ os resultados de transmissibilidade seguiram padrão das amplitudes verticais, sendo maiores para os freios 8 e 10 kgf, na parte superior da planta e menor na parte inferior com ajuste de 12 kgf no freio.
- c) Na frequência 950 ciclos.min⁻¹ houve variação na transmissibilidade para as forças 8 e 12 kgf, sendo maior na parte inferior e superior, respectivamente. Em 10 kgf não houve diferença significativa.

Analisando os resultados de transmissibilidade horizontal (TABELA 47), observa-se que:

- a) Dentro da frequência 750 ciclos.min⁻¹ a transmissibilidade horizontal seguiu o mesmo comportamento estatístico da transmissibilidade vertical, porém com intensidades diferentes.
- b) Na frequência 850 ciclos.min⁻¹ os maiores valores foram encontrados na parte inferior da planta, diferindo estatisticamente em todas os ajustes de força no freio.
- c) Em 950 ciclos.min⁻¹ a maior transmissibilidade ocorreu na força 8 kgf na parte inferior da planta. Nas demais forças de freio os ramos receberam maior carga de vibração na parte superior da planta, em 10 e 12 kgf.

Os resultados encontrados, apresentados nas Tabelas 46 e 47, são de extrema importância para o entendimento da relação colhedora e planta.

Porém para entender os efeitos das diferentes amplitudes e transmissibilidades sobre a eficiência de derriça, desfolha e seletividade dos frutos, torna-se necessário a correlação dessas variáveis com os dados encontrados.

Dessa forma, a Tabela 48 apresenta essa correlação para a segunda passada da colhedora.

Tabela 48 - Correlação dos diferentes fatores observados na dinâmica de vibração durante a colheita, como amplitude vertical (AV), amplitude horizontal (AH), transmissibilidade vertical (TV), transmissibilidade horizontal (TH), energia vertical (EV) e energia horizontal (EH) com as variáveis eficiência de derriça (ED), desfolha (D) e porcentagem de frutos cereja colhido (PC) para as regulagens de freio (8, 10 e 12 kgf) dentro de frequência de vibração (750, 850 e 950 ciclos.min⁻¹) e vice-versa, referentes à segunda passada da colhedora.

Regulagens	Variáveis	AV	AH	TV	TH	EV	EH
8 (kgf)	ED	-0,23	-0,01	-0,25	-0,02	-0,08	0,26
	D	0,02	-0,45	0,20	-0,33	-0,28	0,80
	PC	-0,87	0,00	-0,78	0,43	-0,73	0,51
10 (kgf)	ED	0,29	-0,37	0,26	0,23	0,20	-0,09
	D	0,53	0,80	0,14	0,74	-0,15	-0,46
	PC	-0,86	0,80	-0,67	-0,49	0,10	-0,39
12 (kgf)	ED	-0,12	0,46	0,15	0,74	-0,16	0,12
	D	0,67	-0,57	0,65	-0,38	-0,07	-0,38
	PC	-0,01	-0,35	-0,33	-0,73	0,25	-0,11
750 (ciclos.min ⁻¹)	ED	-0,23	-0,01	-0,28	-0,25	-0,08	-0,26
	D	0,02	-0,45	0,20	-0,33	0,28	0,80
	PC	-0,87	0,00	-0,78	0,43	-0,73	0,51
850 (ciclos.min ⁻¹)	ED	0,11	0,24	-0,06	-0,47	0,14	0,00
	D	0,31	-0,26	0,31	-0,03	-0,04	-0,27
	PC	0,59	-0,41	0,56	-0,50	-0,35	-0,74
950 (ciclos.min ⁻¹)	ED	-0,07	0,01	-0,10	0,02	-0,05	0,31
	D	-0,18	0,83	-0,35	-0,46	-0,58	0,08
	PC	-0,73	-0,12	-0,89	0,04	-0,38	0,16

Para a segunda passada da colhedora, as maiores correlações ocorreram para a variável porcentagem de frutos cereja colhidos com as amplitudes de vibração vertical e transmissibilidade vertical, apontando correlação negativa, nas regulagens: 8 e 10 kgf no freio do cilindro e nas vibrações de 750 e 950 ciclos.min⁻¹ (TABELA 46). Isso significa que quanto

maior as amplitudes de vibração do ramo na direção vertical, menor as chances de colher frutos cerejas.

Esses resultados apontam necessidade de se adequar o sistema de vibração das colhedoras de café para excitar na direção vertical, com controle independente de amplitude e frequência em ambas as direções.

Para a mesma variável (porcentagem de frutos cereja colhidos), houve correlação forte (0,80) para o fator amplitude horizontal na regulagem da força do freio em 10 kgf, indicando que nesta força, maiores amplitudes do ramo na direção horizontal influenciam positivamente na derriça de frutos cereja.

A energia espectral dos sinais coletados na direção vertical apresentaram correlação negativa com a porcentagem de frutos cereja derriçados para a frequência de 750 ciclos.min⁻¹ e 8 kgf de força no freio.

Quanto à desfolha das plantas, essa variável sofre influência das amplitudes horizontais do ramo em 10 kgf e 950 ciclos.min⁻¹, da transmissibilidade horizontal de vibração em 10 kgf e da energia espectral horizontal em 8 kgf e 750 ciclos.min⁻¹, apresentando correlação forte que varia de 0,74 a 0,80. Os valores de desfolha obtidos na maior frequência de vibração avaliada confirmam os resultados encontrados de correlação forte.

A energia espectral do sinal também apresentou forte correlação com a desfolha, nas regulagens de 8 kgf e na frequência 750 ciclos.min⁻¹. Na segunda passada da colhedora, essa frequência mostrou ser estatisticamente igual à maior frequência (950 ciclos.min⁻¹), apresentando os maiores valores de desfolha, confirmando a correlação com a energia do sinal nessas condições.

Os valores das amplitudes de vibração do ramo de café obtidas no presente trabalho, em ambas as passadas da colhedora, servem de referência para estabelecer valores de deslocamentos pré-estabelecidos em experimentos laboratoriais que submetem o ramo e sistema fruto-pedúnculo do café a vibrarem através de vibradores eletrônicos na investigação da colheita mecânica do café, assim como Villibor (2012) e Santos et al. (2010) contribuíram simulando a vibração e deslocamentos em faixas utilizadas nas derriçadoras portáteis.

Apesar das diferenças de amplitudes e transmissibilidades de vibração encontradas para os ramos nas partes superior e inferior da planta em algumas regulagens da primeira ou segunda passada, verifica-se que ainda há necessidade de um estudo mais específico considerando e caracterizando a estrutura lenhosa do cafeeiro, assim como fizeram Du et al. (2012) que investigaram as respostas dinâmicas de cerejeiras incluindo análises da

características dinâmicas de árvores com diferentes arquiteturas e Udumala Savary et al. (2011) que analisaram o efeito do tamanho da árvore e a distribuição de aceleração ao longo dos ramos durante a colheita de citrus.

Também é importante considerar que o estudo dinâmico do sistema de derriça de uma colhedora de café realizado por Ferreira Júnior (2014) encontrou as amplitudes realizadas pelas diferentes hastes derriçadoras, contribuindo efetivamente para a comunidade científica, no entanto, faz-se necessário também avaliar o comportamento dinâmico desse sistema durante a operação de colheita.

8 CONCLUSÕES

Com base nos resultados encontrados, pode-se concluir que:

- a) Foi possível mapear o comportamento de vibração dos ramos do cafeeiro obtendo as amplitudes realizadas por estes, com auxílio da instrumentação e processamento de sinais;
- b) As maiores eficiências de derriça foram encontradas na frequência de vibração 950 ciclos.min⁻¹ (15,8 Hz) e no ajuste do freio a 10 kgf;
- c) As maiores frequências de vibração ajustadas na colhedora proporcionaram menores amplitudes de vibração dos ramos, nas direções vertical e horizontal e nessas condições ocorreram as maiores eficiências de derriça;
- d) As amplitudes e transmissibilidades de vibração, na direção vertical, apresentaram correlação negativa com a eficiência de derriça principalmente para as regulagens de 950 ciclos.min⁻¹ (15,8 Hz) e força do freio a 10 kgf, reforçando a necessidade de menores amplitudes de vibração do ramo para obtenção de maiores eficiências de derriça;
- e) As amplitudes de vibração do ramo na direção horizontal apresentaram forte correlação com a desfolha nas regulagens de 950 ciclos.min⁻¹ (15,8 Hz) e força do freio em 10 kgf indicando que as maiores amplitudes horizontais nestas condições influenciaram no aumento da desfolha;
- f) Para a porcentagem de frutos cereja derriçados, as amplitudes realizadas pelos ramos do cafeeiro na direção horizontal também apresentaram forte correlação (influenciando na seletividade dos frutos) nas regulagens de 750 ciclos.min⁻¹ (12,5 Hz) e nas forças do freio em 8 e 10 kgf, indicando que estas regulagens os ramos vibraram favoravelmente à seletividade de frutos;
- g) Com base na necessidade de menores amplitudes e maiores frequências de vibração indicadas neste estudo e perante as condições atuais do mercado de máquinas para a colheita do café, conclui-se que há uma grande limitação nos ajustes de regulagem das colhedoras disponíveis (em termos de frequência de vibração do sistema de derriça e direção de excitação), necessitando assim de adequação e evolução nos projetos das colhedoras de café;

- h) Os resultados contribuem para a pesquisa e desenvolvimento de novas colhedoras de café, além de apresentarem informações importantes para o gerenciamento da colheita e recomendação de regulagem.

8.1 Perspectivas Futuras

Pretende-se, como perspectivas futuras, dar sequência aos estudos do presente trabalho e avaliar:

- a) Todo o espectro de frequências capturadas pelo sensor, para identificação de outros modos de vibração que possam ser importantes na colheita do café;
- b) Obter o deslocamento real com as componentes de frequência desse espectro, extrair as amplitudes resultantes e comparar aos encontrados no presente trabalho;
- c) Em seguida, partir para aprimoramento dos sistemas de aquisição de dados e repetir os ensaios de campo com maiores frequências de vibração;
- d) Investigar o uso de técnicas de processamento estatístico e avançado de sinais para realizar a filtragem dos sinais coletados de forma a confrontar o uso de filtros digitais;
- e) Desenvolver novos projetos de sistemas de derriça das colhedoras de café.

REFERÊNCIAS

- ARISTIZÁBAL T. et al. Physical and mechanical properties of the coffee tree related to harvest mechanization. **Transactions of the ASAE**, v. 46, n. 2, p. 197-204, 2003.
- BACHA, C. J. C. A cafeicultura brasileira nas décadas de 80 e 90 e suas perspectivas. **Preços Agrícolas**, Piracicaba, v. 12, n. 142, p. 14-22, ago. 1998.
- BARBOSA, J. A.; SALVADOR, N. ; SILVA, F. M. Desempenho operacional de derriçadoras mecânicas para diferentes condições de lavouras cafeeiras. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, v.9, n.1, p.129-132, 2005.
- BRANDT, A. **Noise and Vibration Analysis: Signal Analysis and Experimental Procedures**. First edition. New York: John Wiley & Sons Inc., 2011, 823 p.
- CABRAL, P.; *Erros e incertezas nas medições*. **Apostila Instituto Eletrotécnico Português / Instituto Superior de Engenharia do Porto**, v.1, p. 17-18, 2004.
- CARVALHO, G. R. et al. Eficiência do Ethephon na uniformização e antecipação da maturação de frutos de cafeeiro (*Coffea arábica* L.) e na qualidade da bebida. **Ciência e Agrotecnologia**, Lavras, v. 27, n. 1, p. 98-106, jan./fev. 2003.
- CASTRO-GARCIA, S. et al. Dynamic analysis of olive trees in intensive orchards under forced vibration. **Trees**, n. 22, p. 795-802, 2008.
- CASTRO-GARCIA, S. et al. Frequency response of *Pinus Pine* L. for selective cone harvesting by vibration, **Trees**, v. 25, p. 801-808, 2011.
- CIRO, V. H. J. Coffee harvesting I: **Determination of the natural frequencies of the fruit stem system in coffee trees**. *Applied Engineering in Agriculture*, v. 17, n.4, p.475-479, 2001.
- COHEN, J. *Statistical power analysis for the behavioral sciences*. Hillsdale, NJ, Erlbaum. 1988.
- COELHO, A. L. F. et al. Dynamic behavior of the coffee fruit-stem-branch system using stochastic finite element method. **Coffee Science**, Lavras, v. 11, n. 1, p. 1- 10, jun./mar. 2016.
- CONAB. **Séries históricas de produtividade do café no Brasil**. Disponível em:http://www.conab.gov.br/OlalaCMS/uploads/arquivos/17_01_17_14_51_54_boletim_cafe_-_dezembro_de_2017.pdf. Acesso em 24 Dez. 2017.
- CUNHA, J. P. B. et al. Viabilidade técnica e econômica de diferentes sistemas de colheita do café. **Coffee Science**, Lavras, v. 11, n. 3, p. 416-425, jul./set. 2016.
- DALLY, J. W.; RILEY W. F.; Mc CONNELL, K. G.; WILEY & SONS, J. **“Instrumentation for Engineering Measurements”**. Inc. New York, 1993.

DANCEY, C. & REIDY, J. Estatística sem matemática para psicologia: Usando SPSS para Windows. Porto Alegre, Artmed. 2006.

DAVIS, A. P. et al. An annotated taxonomic conspectus of the genus *Coffea* (Rubiaceae). **Botanical Journal of the Linnean Society**, London, v. 152, n. 4, p. 465-512, Dec. 2006.

DIAS, R. E. B. A. et al. Avaliação da colheita mecanizada de café por meio do controle estatístico de processos (CEP). VIII Simpósio de Pesquisa dos Cafés do Brasil, Salvador, 2013.

DU, X. et al. **Dynamic responses of sweet cherry trees under vibratory excitations.** Biosystems Engineering III, p. 305-314, 2012.

ESPINOSA, B. G.; RODRÍGUEZ, A. M.; GUERRA, O. L. Búsqueda de modos de vibración apropiados para la cosecha selectiva del café. **Revista Ciências Técnicas Agropecuárias**, v. 16, n. 1, p. 1-6, 2007.

FILGUEIRAS, W. H. **Modelagem da planta de café por elementos finitos para estudos de colheita por vibração.** Viçosa: UFV, 2001. 81p. Dissertação Mestrado.

FERRAZ, G. A. S. et al. Geostatistical analysis of fruit yield and detachment force in coffee. **Precision Agriculture**, Dordrecht, v. 13, n. 1, p. 76-89, fev. 2012.

FERRAZ, G. A. S. et al. Variabilidade espacial dos atributos da planta de uma lavoura cafeeira. **Revista Ciência Agronômica**, v. 48, n. 1, p. 81-91, jan-mar. 2017.

FERREIRA JÚNIOR, L. G. **Análise de vibração das hastes de uma colhedora de café.** 2014. Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Lavras.

FERREIRA JÚNIOR, L. G. et al. Análise de medidor de vibração mecânica em colhedora de café. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA AGRÍCOLA, 43, 2014, Campo Grande. **Anais...** Jaboticabal: UNESP, 2014.1 CD-ROM.

FERREIRA JÚNIOR, L. G. et al. “Ajuste minucioso”. **Cultivar Máquinas**, v. 160, p. 273-278, mar. 2016, a.

FERREIRA JÚNIOR, L. G. et al. Recomendação para colheita mecânica do café baseado no comportamento de vibração das hastes derriçadoras. **Ciência Rural**, Santa Maria, v. 46, n. 2, p. 273-278, fev. 2016, b.

FERREIRA JÚNIOR, L. G. et al. Displacement tracking of harvester rods of a coffee harvester. **IEEE Latin America Transactions**, v. 14, n. 12, p. 4674-4680, dez. 2016, c.

FERREIRA JÚNIOR, L. G. et al. Characterization of the detachment force of coffee fruits submitted to mechanical harvest. **Coffee Science**, Lavras, v. 13, n. 1, p. , jan./fev. 2018.

FREESCALE. **Freescale Semiconductor**. Data Sheet MMA7361LC. 2011. Disponível em: http://cache.freescale.com/files/sensors/doc/data_sheet/MMA7361LC.pdf. Acesso em 03 Jun 2014.

FREESCALE. **Freescale Semiconductor**. Application Note AN3397. 2007. Disponível em: http://cache.freescale.com/files/sensors/doc/app_note/AN3397.pdf. Acesso em 03 Jun 2014.

GUEDES, D. M. **Efeito da utilização de frequências de vibração na faixa de 35 55 Hz sobre a eficiência de derriça do café**. 2011. 52p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Curso de Pós-graduação em Engenharia Agrícola, Universidade Federal de Viçosa, MG.

GUERREIRO FILHO, O. et al. Origem e classificação botânica do cafeeiro. In: CARVALHO, C. H. S. de (Ed.). **Café: origem, características e recomendações**. Brasília: EMBRAPA Café, 2008. p. 27-34.

GUIMARÃES, R.J.; MENDES, A.N.G.; SOUZA, C.A.S. **Cafeicultura**. Lavras: UFLA/FAEPE, 2002. 317p.

HAYKIN, S.; VEEN, B. V., “**Signals e Systems**”. John Wiley & Sons Australia. 2002.

HINKELMANN, K.; KEMPTHORNE, O. **Design and analysis of experiments: introduction to experimental design**. 2 ed. New Jersey: John Wiley, 2008. 631 p.

INSTITUTO BRASILEIRO DO CAFÉ. Podas. In: **Cafeicultura do café no Brasil: manual de recomendações**. Rio de Janeiro: IBC/GERCA, 1974. p. 207-226.

JONHSON, C. “**Process Control Instrumentation Technology**”, 4 Edição, Prentice Hall Career & Technology, New Jersey, 1993

MATIELLO, J.B.; SANTINATO, R.; GARCIA, A.W.R.; ALMEIDA, S.R.; FERNANDES, D.R. **Cultura do café no Brasil**. Novo manual de recomendações. Rio de Janeiro: MAPA/PROCAFÉ – FUNDAÇÃO PROCAFÉ, 2002. 387p.

MITRA, S. K.; ‘**Digital Signal Processing**’, 4 Edição, New York: McGraw-Hill, 2011.

NYQUIST, H. Certain topics in telegraph transmission theory, *IEE Transactions*, v. 47, p. 617-644, 1928.

OLIVEIRA, E.; SILVA, F. M.; SALVADOR, N.; SOUZA, Z. M.; CHALFOUN, S. M.; FIGUEIREDO, C. A. P. **Custos Operacionais da colheita mecanizada do cafeeiro**. Pesq. Agropec. Bras., Brasília, v.42, n.6, p.827-831, 2007.

OLIVEIRA, E.; SILVA, F. M.; SOUZA, Z. M.; FIGUEIREDO, C. A. P. **Influência da colheita mecanizada na produção cafeeira**. Ciência Rural, Santa Maria, v.37, n.5, p.1466-1470, 2007.

OPPENHEIM, A. V.; SCHAFER, R. W. **Discrete-time signal processing**, 3 Edição, Prentice-Hall, ISBN, 2010.

PALL’as- ANERY, R.; WEBSTER, J. G., “**Sensors and Signal Conditioning**”. John Wiley & Songs, Inc, 2nd ed., 2001.

PARCHOMCHUK, P.; COOKE, J.R. **Vibratory fruit harvesting: an experimental analysis of fruit-stem dynamics**. Transactions of the ASAE, Saint Joseph, v.15, n.4, p.598-603, 1971.

PEREIRA, V. F. **Efeitos da diferenciação sobre riscos e retornos da produção de café em Minas Gerais**. 2008. 134f. Dissertação (Pós-Graduação em Economia Aplicada) – Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, 2008.

PEREIRA, A.A. & SAKIYAMA, N.S. **Cultivares melhoradas de café arábica**. In: ZAMBOLIM, L. (Ed.). I encontro sobre produção de café com qualidade. Viçosa, 1999.p.241-257.

QUEIROZ, D. M. et al. **Determination of the damping coefficient of coffee branches using image processing techniques**. In: XVII World Congress of the International commission of Agricultural and Biosystems Engineering (CIGR), 2010, Quebec, Proceedings... Quebec, 2010, p. 1-10.

RAO, S. **Vibrações Mecânicas**. Quarta edição. São Paulo: Pearson – Prentice Hall, 2008, 424 p.

R CORE TEAM. R: A Language and Environment for Statistical Computing. Vienna, Austria: **R Foundation for Statistical Computing**. 2016. Disponível em: <http://www.R-project.org/>. Acesso em: 27 de fevereiro de 2016.

ROQUE, A. S., SCHIEVELBEIN, G. Na Architecture based on magnetic sensors for fault detection in agricultural implements. **IEEE Latin America Transactions**, v. 14, n. 4, p. 1582-1587, abr. 2016.

SALES, R. S. **Avaliação da regulagem do freio dos vibradores de colhedoras na eficiência de derriça do café**. 2011. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Lavras.

SALES, R. S. et al. Efeito da regulagem do freio dos vibradores de colhedoras de café na eficiência de derriça. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA AGRÍCOLA, 43., 2014, Campo Grande. **Anais...** Jaboticabal: UNESP, 2014.1 CD-ROM.

SALES, R. S. **Ajuste do freio dos vibradores na colheita mecanizada do café em lavouras com diferentes manejos**. 2015. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Lavras, Lavras, MG.

SAMPAIO, C. P.; CORRÊA, P. C.; QUEIROZ, D. M. de; SILVA, J. N. da. **Determinação da força requerida para o desprendimento dos frutos de café em diferentes estádios de maturação**. SIMPÓSIO DE PESQUISA DOS CAFÉS DO BRASIL. Poços de Caldas, Setembro 26-29, 2000. p. 98-100.

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

SANTOS, F. L., QUEIROZ, D. M., PINTO, F. A. C., RESENDE, R. C. Efeito da frequência e amplitude de vibração sobre a derriça de frutos de café. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, Campina Grande, v.14, n 4, p.425-431, 2010.

SANTOS, F. L. et al. Simulation of the dynamics behavior of the coffee fruit-stem system using finite element method. **Acta Scientiarum. Technology**, Maringá, v. 37, n. 1, p. 11-17, jan./mar. 2015.

SCHOLKOPF B. et al. Estimating the support of a high-dimensional distribution. *Neural computation*, v. 13, n. 7, p. 1443-1471, Jul, 2001.

SEIFERT, K.; CAMACHO, O. Implementing positioning algorithms using accelerometers: Freescale semiconductor application note AN3397. Austin: Freescale, 2007. Disponível em: <http://www.freescale.com>. Acesso em: 20 dez. 2017.

SESSIZ, A.; ÖZCAN, M. T. Olive removal with pneumatic branch shaker and abscission chemical. **Journal of Food Engineering**, v. 76, p. 148-153, 2006.

SILVA, F. C. **Efeito da força de desprendimento e da maturação dos frutos de cafeeiros na colheita mecanizada**. 2008. Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Lavras.

SILVA, F. C. et. al. **Comportamento da força de desprendimento dos frutos de cafeeiro ao longo do período de colheita**. *Ciência e Agrotecnologia*, Lavras, v. 34, n. 2, p. 468-474, mar./abr. 2010.

SILVA, F. C.; SILVA, F. M.; SILVA, A. C.; BARROS, M. M.; PALMA, M. A. Z. **Desempenho operacional da colheita mecanizada e seletiva do café em função da força de desprendimento dos frutos**. *Coffee Science*, Lavras, v.8, n.1, p. 53-60, jan./mar. 2013.

SILVA, F. C., et al. **Efficiency of coffee mechanical and selective harvesting in diferente vibration during harvest time**. *Coffee Science*, Lavras, v.10, n.1, p.56-64, jan./mar.2015.

SILVA, F. M. **Colheita mecanizada e seletiva do café**. *Cafeicultura Empresarial: produtividade e qualidade*. Lavras: UFLA/FAEPE, 2004. p 1 - 75.

SILVA, F. M.; RODRIGUES, R. F.; SALVADOR, N.; TOURINO, E. S.; SILVA, S. S. S. **Custo da colheita mecanizada de café com colhedoras automotrizes no Sul de Minas**. *Engenharia na Agricultura*, Viçosa, MG, v. 8, n.1, p. 54-60, jan./mar. 2000.

SOUZA, C. M. A. et al. Derriça de frutos de café por vibração. **Revista Brasileira de Armazenamento**, Viçosa, MG. V. 27, n. 1, p. 32-37, 2002.

SRIVASTAVA, A. K.; GEOERING, C. E.; ROHRBACH, R. P. Engineering principles of agricultural machines. Michigan: **ASAE**, 1996. 601 p.

UDUMALA SAVARY, S. K. J. et al. **Study of force distribution in the citrus tree canopy during harvest using a continuous canopy shaker**. *Computers and Eletronics in Agriculture*. v. 76, p. 51-58, 2011.

VAPNIK, V. N. Statistical learning theory. New York: Wiley, 1998.

THEODORIDIS, S., and KOUTROUMBAS, K. Pattern Recognition, 4th edition. London: Academic Press, 2008.

THOMAZIELLO, R.A.; OLIVEIRA, E.G.; TOLEDO FILHO, J.A.; COSTA, T.E. **Cultura do Café**. 3. ed., Campinas, Coordenadoria de Assistência técnica Integral CATI, 1997. 75p. (Boletim Técnico, 193).

TINOCO, H. A. et al. Finite elemento modal analysis of the fruit-peduncle of *Coffea arabica* L. var. Colombia estimating its geometrical and mechanical properties. **Computers and Eletronics in Agriculture**. 108, p. 17-27, 2014.

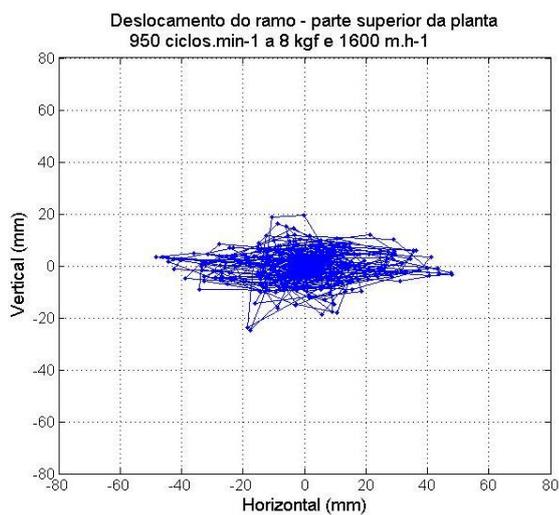
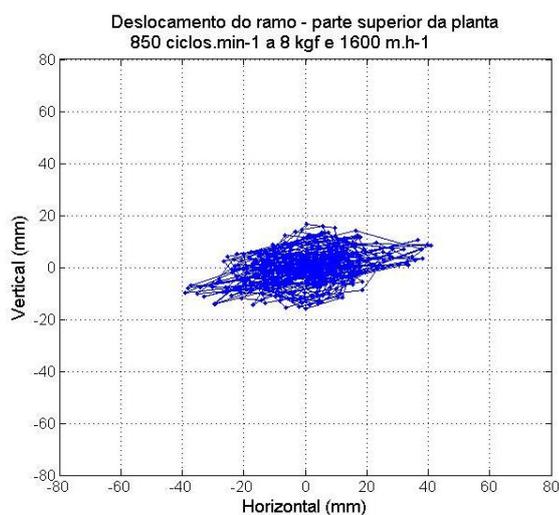
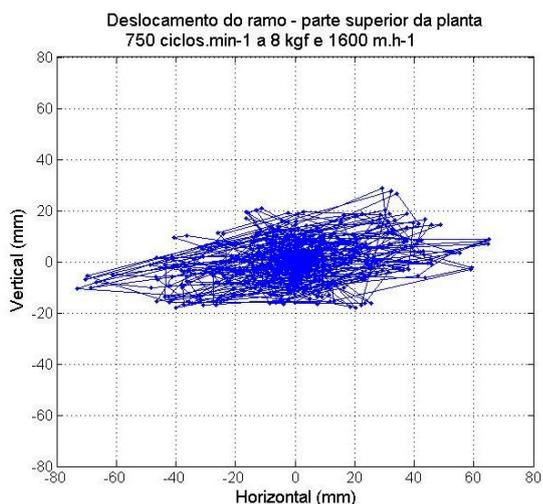
TONGUMPAI, P. **Strategies for machine harvesting of mature coffe (Coffee arabica L.) fruits**. St. Joseph, MI, EUA, 1993. 167 p. Tese (Doctor in Fitotecnia). Oregon State University, 1993.

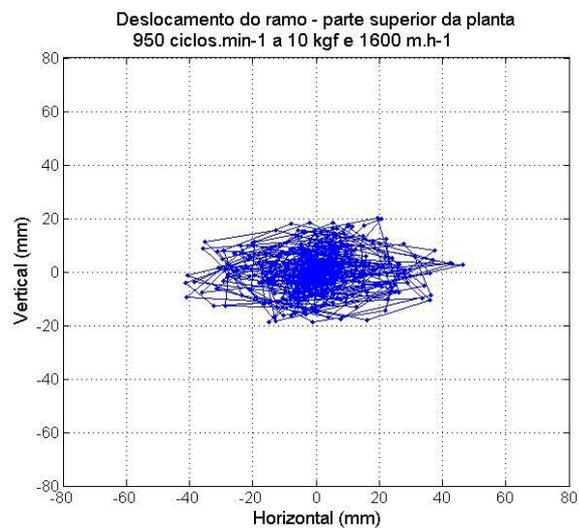
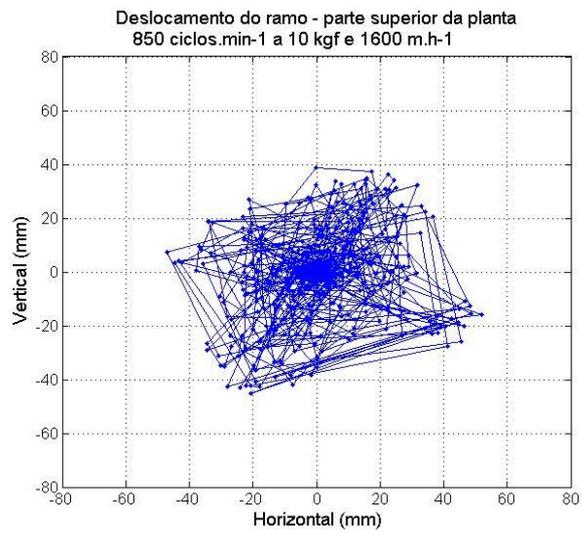
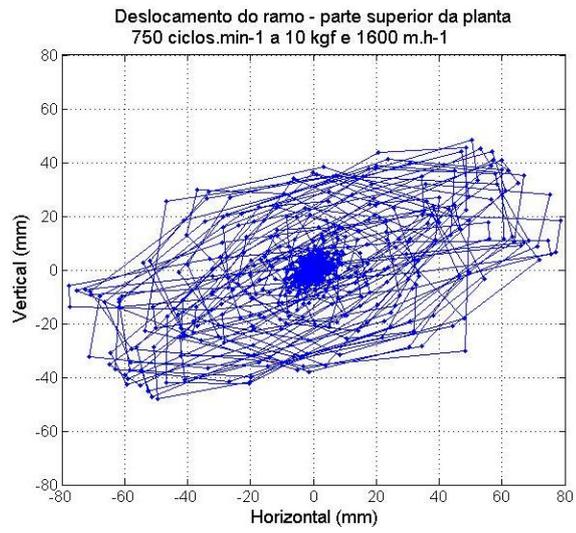
USDA. **Departamento de Agricultura dos Estados Unidos**. Disponível em <https://apps.fas.usda.gov/psdonline/circulars/coffee.pdf>. Acesso em 19 Jan. 2017.

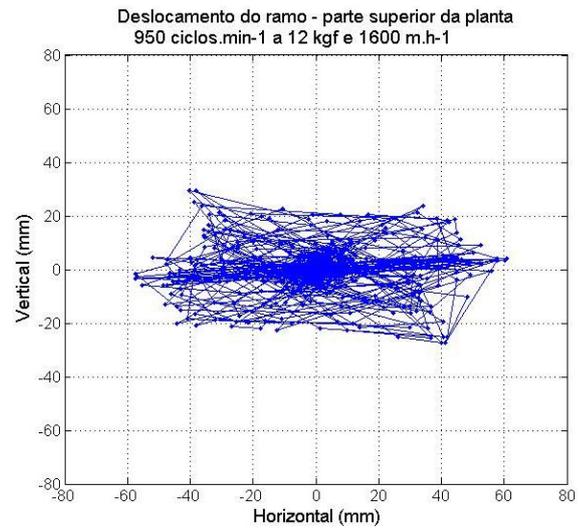
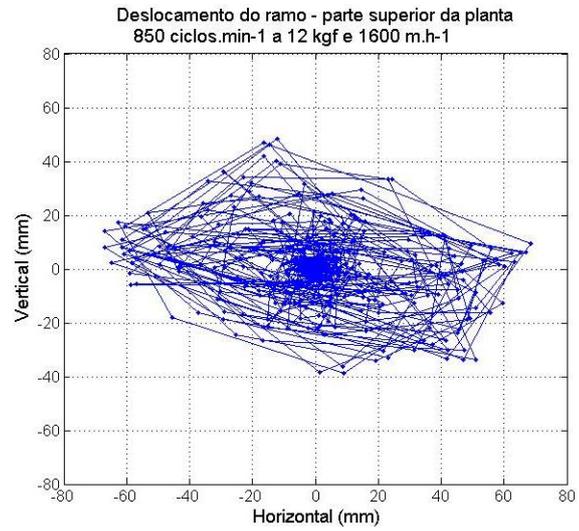
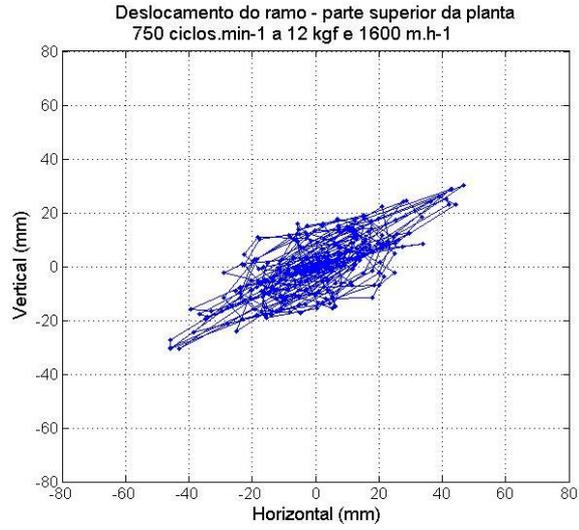
VILLIBOR, G. P. **Modelagem do sistema fruto-pedúnculo no processo de derriça de café**. 2012. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, MG.

ANEXO A - DESLOCAMENTOS DO RAMO DURANTE A PRIMEIRA PASSADA DA COLHEDORA

RAMO POSICIONADO NA PARTE MÉDIA SUPERIOR DA PLANTA
Frequências de vibração: 750, 850 e 950 ciclos.min⁻¹; 8, 10 e 12 kgf e velocidade 1600 m.h⁻¹

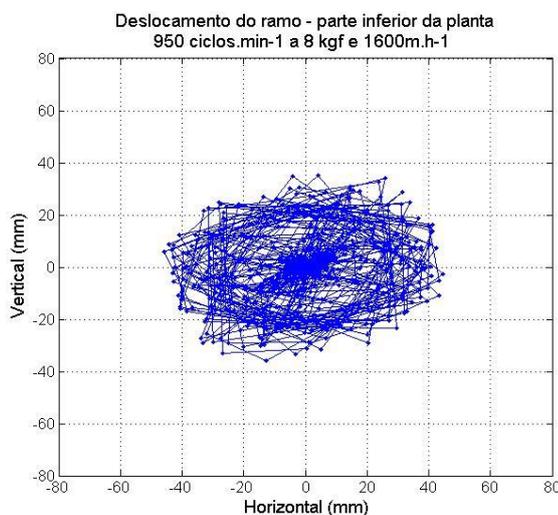
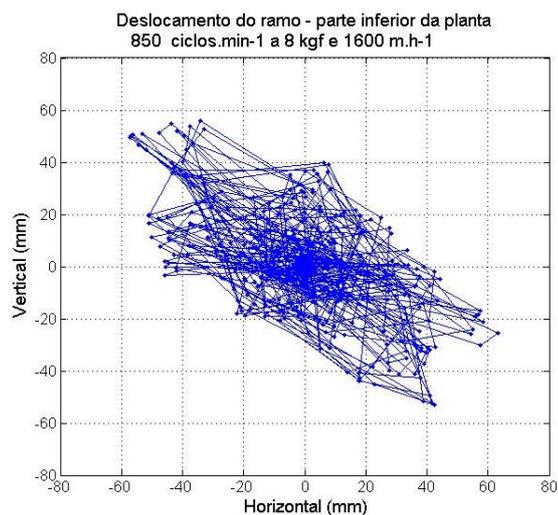
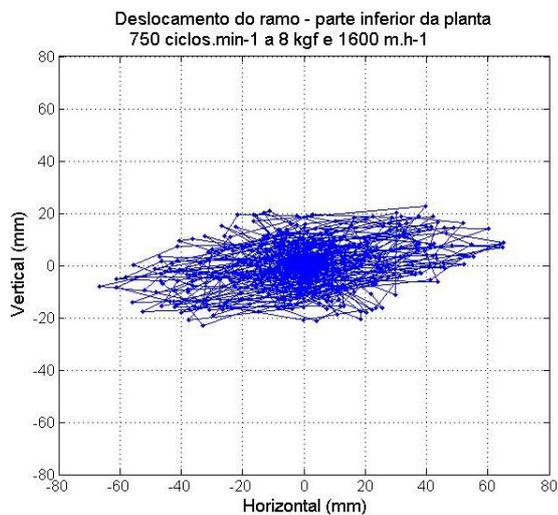


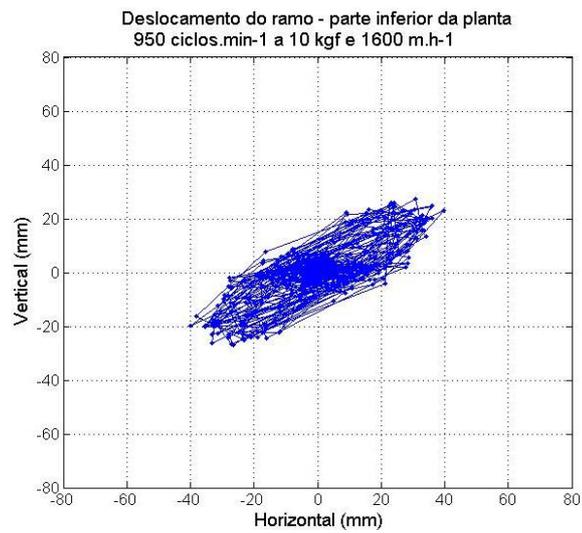
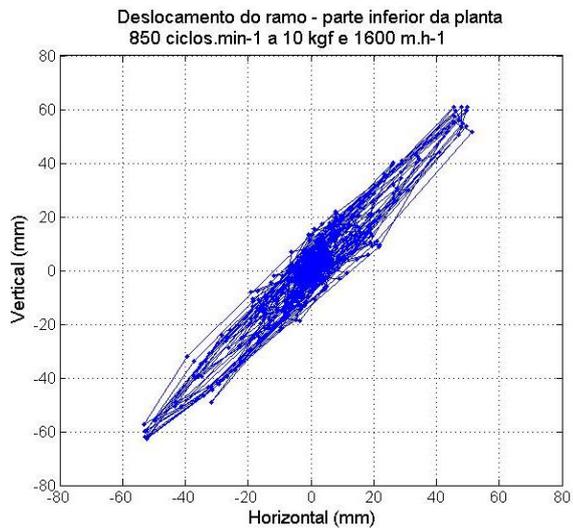
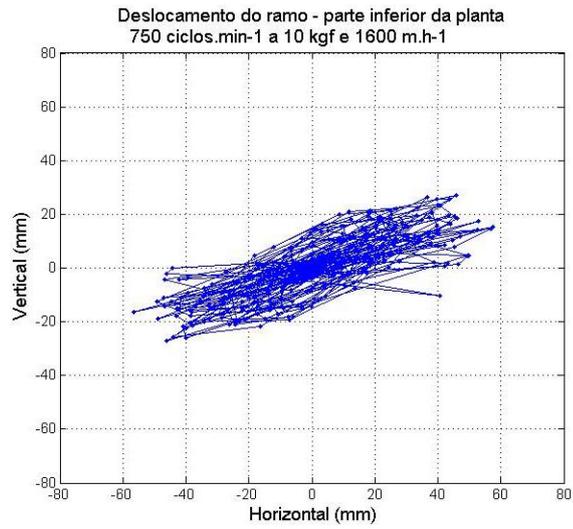


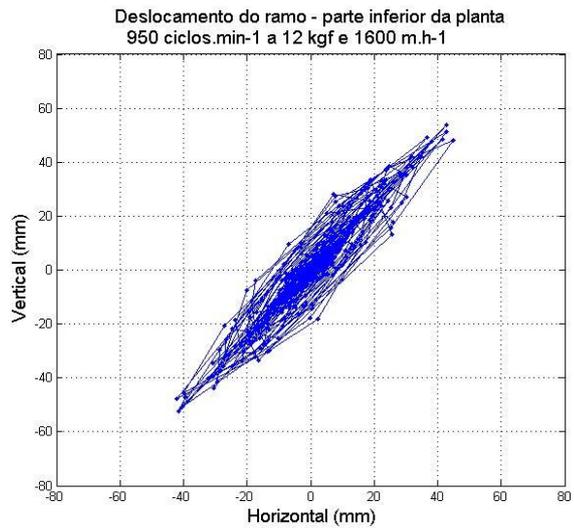
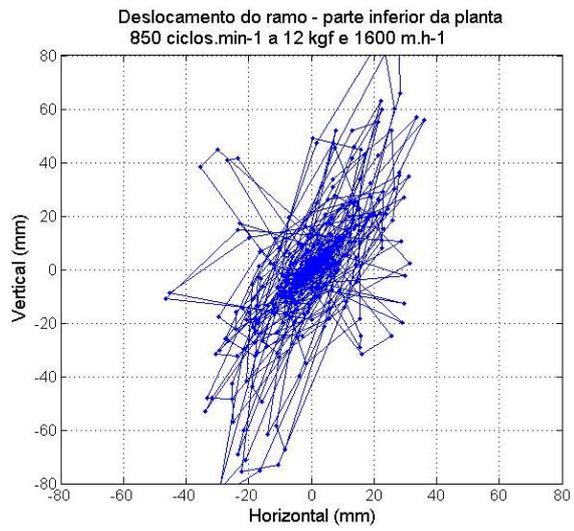
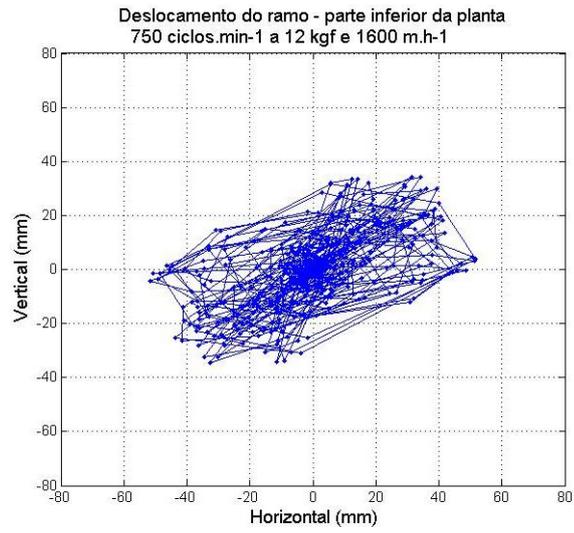


DESLOCAMENTOS DO RAMO DURANTE A PRIMEIRA PASSADA DA COLHEDORA RAMO POSICIONADO NA PARTE MÉDIA INFERIOR DA PLANTA

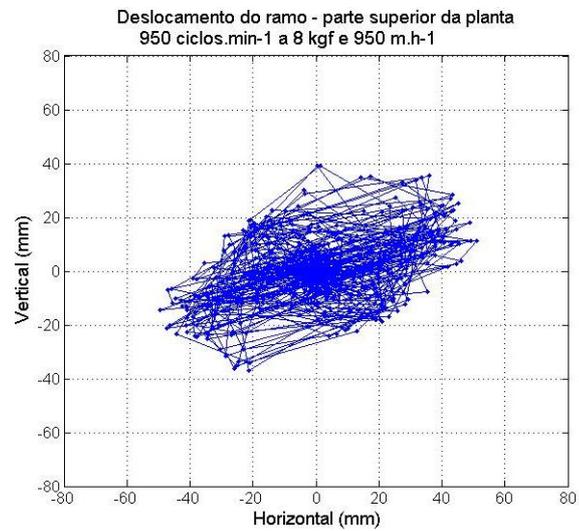
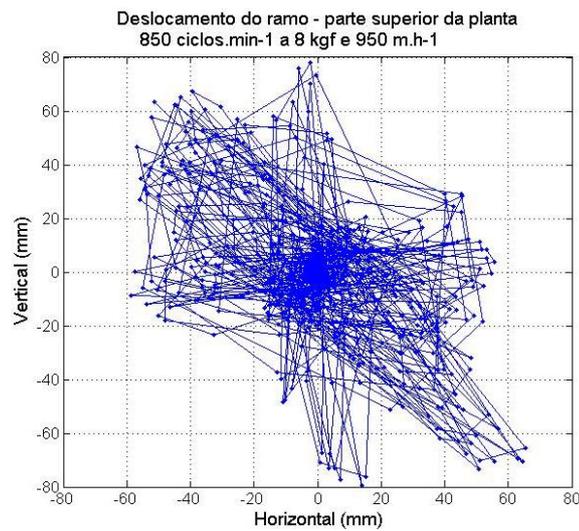
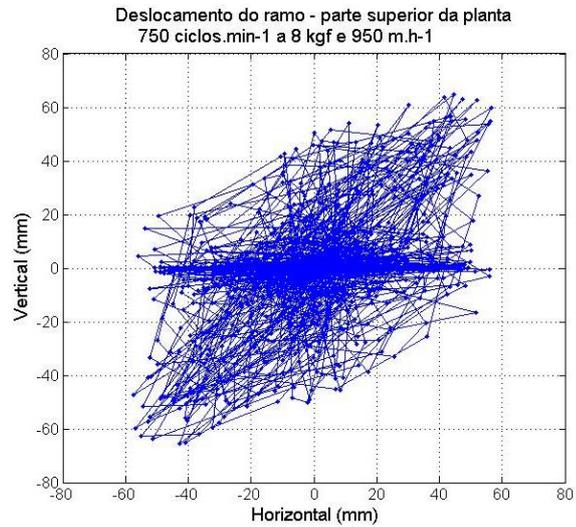
Frequências de vibração: 750, 850 e 950 ciclos.min⁻¹; 8, 10 e 12 kgf e velocidade 1600 m.h⁻¹

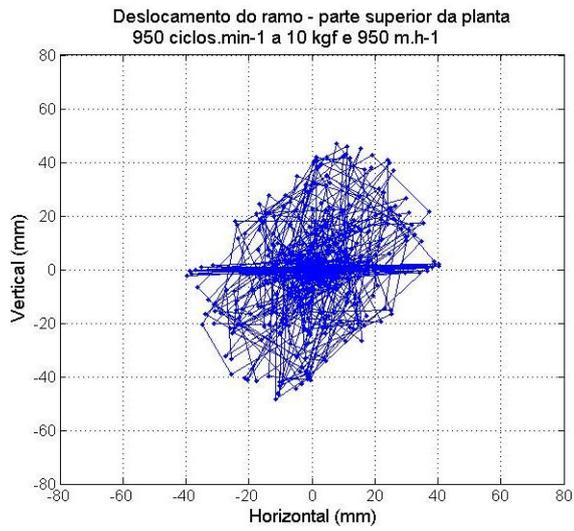
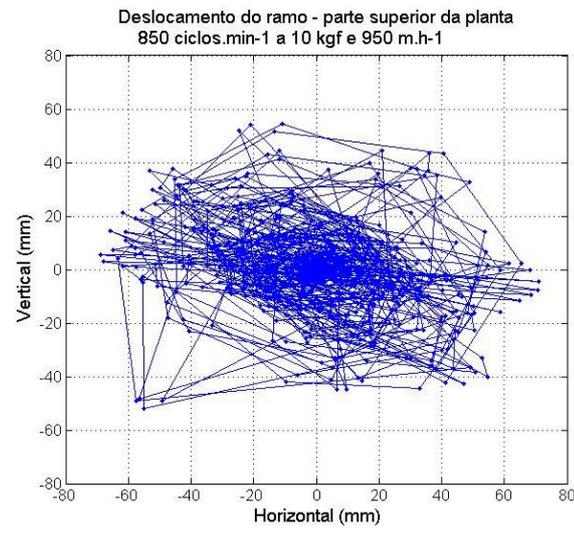
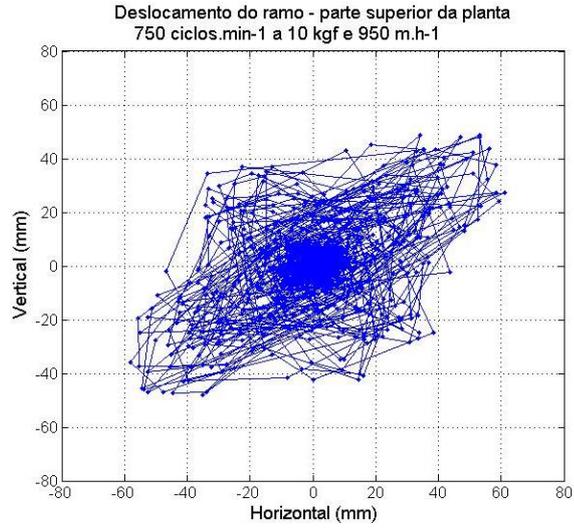


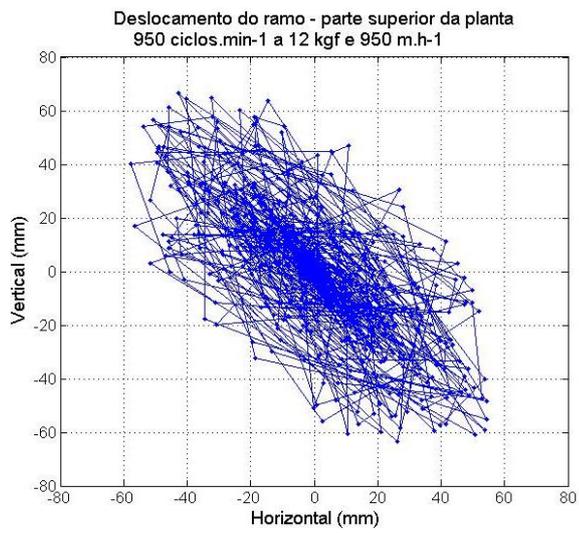
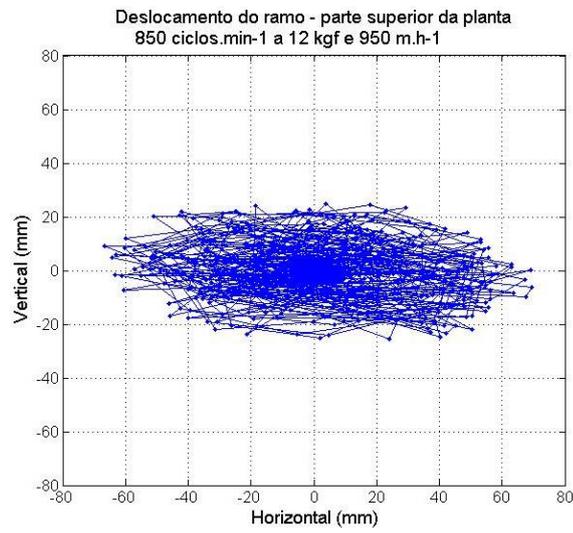
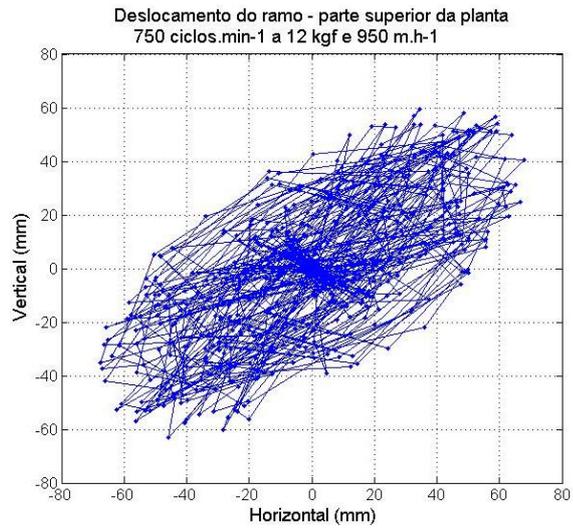




DESLOCAMENTOS DO RAMO DURANTE A SEGUNDA PASSADA DA COLHEDORA
RAMO POSICIONADO NA PARTE MÉDIA SUPERIOR DA PLANTA
Frequências de vibração: 750, 850 e 950 ciclos.min⁻¹; 8, 10 e 12 kgf e velocidade 950 m.h⁻¹







DESLOCAMENTOS DO RAMO DURANTE A SEGUNDA PASSADA DA COLHEDORA RAMO POSICIONADO NA PARTE MÉDIA INFERIOR DA PLANTA

Frequências de vibração: 750, 850 e 950 ciclos.min⁻¹; 8, 10 e 12 kgf e velocidade 950 m.h⁻¹

