

CRISTIANO MÁRCIO ALVES DE SOUZA

**DESENVOLVIMENTO E MODELAGEM DE SISTEMAS DE DERRIÇA
E DE ABANAÇÃO DE FRUTOS DO CAFEIEIRO**

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

VIÇOSA
MINAS GERAIS – BRASIL
2004

CRISTIANO MÁRCIO ALVES DE SOUZA

**DESENVOLVIMENTO E MODELAGEM DE SISTEMAS DE DERRIÇA
E DE ABANAÇÃO DE FRUTOS DO CAFEEIRO**

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

APROVADA: 16 de agosto de 2004.


Dr. Evandro Chastuni Mantovani


Prof. Fábio Moreira da Silva


Prof. Mauri Martins Teixeira
(Conselheiro)


Prof. Francisco de Assis de Carvalho Pinto
(Conselheiro)


Prof. Daniel Marçal de Queiroz
(Orientador)

A Deus.

À minha Esposa Leidy Zulys.

Ao meu Pai José Raimundo Alves de Souza (*in memoriam*).

À minha Mãe Irene Alves das Graças.

À minha irmã Josirene e ao meu sobrinho Iago.

À minha Avó Maria.

À minha família.

Aos meus amigos.

Ofereço.

AGRADECIMENTO

À Universidade Federal de Viçosa e ao Departamento de Engenharia Agrícola, pela oportunidade de realizar o curso.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq), à Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Minas Gerais (FAPEMIG) e ao Programa Nacional de Pesquisa e Desenvolvimento do Café (PNP&D Café), pela concessão da bolsa e pelo suporte financeiro.

Ao Prof. Daniel Marçal de Queiroz, pela amizade e confiança, pelos ensinamentos e orientação no desenvolvimento deste e de outros trabalhos.

Aos conselheiros Prof. Francisco de Assis de Carvalho Pinto, Prof. Paulo Roberto Cecon e Prof. Mauri Martins Teixeira, pelas contribuições e sugestões.

Ao Prof. Paulo Roberto Cecon, pela valiosa orientação nas análises estatísticas.

À Leidy Zulys pelas oportunas sugestões e acompanhamento durante o trabalho.

Aos amigos Tadashi Kaneko, Luis Carlos Lula, Enrique Alves, Alisson Oliveira, Renata, Gilton, Mario, Denílson, Marcelão, Douglas, Darly, Aldo, Jean, Wantuil, Geraldão e Danilo pela ajuda nos experimentos de campo e no desenvolvimento dos modelos virtuais.

Aos Srs. Carlos e Antônio Maria, Paulo Miranda, Paulo Márcio e Afonso Mattos proprietários das Fazendas onde foram realizados os ensaios, pelo apoio à pesquisa.

Aos colegas de curso, pelas contribuições e pelo bom convívio.

Aos funcionários do Departamento de Engenharia Agrícola e àqueles, que, direta ou indiretamente, contribuíram para a realização desta tese.

BIOGRAFIA

Cristiano Márcio Alves de Souza, filho de José Raimundo Alves de Souza e Irene Alves das Graças Souza, nasceu em Viçosa, Estado de Minas Gerais, em 4 de março de 1974.

Em 1994, iniciou o curso de Engenharia Agrícola na Universidade Federal de Viçosa, graduando-se em março de 1999.

Em abril de 1999, iniciou o Curso de Mestrado em Engenharia Agrícola na Universidade Federal de Viçosa, concentrando seus estudos na área de Mecanização Agrícola, submetendo-se à defesa da tese em março de 2001.

Iniciou o Curso de Doutorado em Engenharia Agrícola na Universidade Federal de Viçosa em abril de 2001, concentrando seus estudos na área de Mecanização Agrícola, submetendo-se à defesa da tese em agosto de 2004.

ÍNDICE

RESUMO	vii
ABSTRACT	x
INTRODUÇÃO	1
LITERATURA CITADA	6
DESENVOLVIMENTO DE UMA MÁQUINA VIBRADORA PARA ESTUDAR O DESPRENDIMENTO DE FRUTOS DO CAFEEIRO	8
Resumo.....	8
Development of a vibration machine to study the detachment of coffee fruits	8
Abstract	8
Introdução	9
Material e métodos	10
Resultados e discussão	15
Conclusões	29
Agradecimentos.....	29
Literatura citada	29
DERRIÇA DE FRUTOS DO RAMO PLAGIOTRÓPICO DE CAFEEIROS POR VIBRAÇÃO	31
Resumo.....	31
Detachment of fruits of the coffee branch using vibration	31
Abstract	31
Introdução	32
Material e métodos	33
Resultados e discussão	37
Conclusões	41
Agradecimentos.....	41
Literatura citada	41
AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO DE UMA DERRIÇADORA PORTÁTIL DE FRUTOS DO CAFEEIRO	43
Resumo.....	43
Performance evaluation of a fruits portable harvester in the detachment of coffee plants	43
Abstract	43
Introdução	44

Material e métodos.....	45
Resultados e discussão.....	51
Conclusões.....	62
Literatura citada.....	63
COMPARAÇÃO ENTRE DERRIÇA MANUAL E MECÂNICA DE FRUTOS DE CAFEEIRO.....	65
Resumo.....	65
Comparison among manual and mechanical detachment of coffee fruits.....	65
Abstract.....	65
Introdução.....	65
Material e métodos.....	67
Resultados e discussão.....	69
Conclusões.....	72
Literatura citada.....	72
DESENVOLVIMENTO E MODELAGEM DE UMA ABANADORA DE FRUTOS DO CAFEEIRO PARA CAFEICULTURA DE MONTANHA.....	74
Resumo.....	74
Development and modeling of a pre-cleaning machine of coffee fruits.....	74
Abstract.....	74
Introdução.....	75
Material e métodos.....	77
Desenvolvimento da abanadora.....	77
Modelagem do sistema de peneiras e de vibração.....	83
Avaliação da abanadora.....	84
Resultados e discussão.....	85
Conclusões.....	90
Literatura citada.....	90
ANÁLISE DO DESEMPENHO DE UMA ABANADORA DE FRUTOS DO CAFEEIRO PARA CAFEICULTURA DE MONTANHA.....	92
Resumo.....	92
Performance analysis of a pre-cleaning machine of coffee fruits.....	92
Abstract.....	92
Introdução.....	93
Material e métodos.....	94
Resultados e discussão.....	99
Conclusões.....	111
Literatura citada.....	111
RESUMO E CONCLUSÕES.....	113
APÊNDICE A.....	117
APÊNDICE B.....	118
APÊNDICE C.....	119
APÊNDICE D.....	120
APÊNDICE E.....	121
APÊNDICE F.....	122

RESUMO

SOUZA, Cristiano Márcio Alves de, D.S., Universidade Federal de Viçosa, agosto de 2004. **Desenvolvimento e modelagem de sistemas de derriça e de abanação de frutos do cafeeiro**. Orientador: Daniel Marçal de Queiroz. Conselheiros: Francisco de Assis de Carvalho Pinto, Mauri Martins Teixeira e Paulo Roberto Cecon.

Este trabalho foi desenvolvido com o objetivo de se analisarem um sistema de derriça e outro de abanação dos frutos do cafeeiro, visando utilizá-los em cafeicultura de montanha. Foram determinadas as propriedades físicas do cafeeiro e do fruto que influenciam na derriça por vibração, tais como: o diâmetro médio do galho, o comprimento e diâmetro do pedúnculo, o número de frutos verdes, cerejas e passas derriçados, a massa dos frutos e seus respectivos volumes. Foram estudados também, os efeitos da frequência e amplitude de vibração e do comprimento do galho do cafeeiro sobre a derriça dos frutos de café, nos estádios de maturação verde, cereja e passas. Foi avaliada também, a influência da frequência e da amplitude de vibração e da localização dos frutos no ramo plagiotrópico sobre o tempo, a força aplicada ao pedúnculo e o número de ciclos necessário ao desprendimento desses de cafeeiros Catuaí Vermelho e Catuaí Amarelo. Uma máquina vibradora foi desenvolvida para a realização dos ensaios de derriça. Foram utilizadas quatro frequências (13,3; 15,0; 18,3 e 20,0 Hz) e três amplitudes (11, 22 e 33 mm) de vibração e dois comprimentos de galho do cafeeiro (100 e 400 mm). Para determinar o tempo que os frutos levavam para serem derriçados, a força aplicada ao pedúnculo e o número de clicos necessários para o desprendimento, os galhos foram cortados e preparados, de forma que apenas um fruto fosse colocado na máquina em cada teste. Após esse ensaio, foram testados os galhos com dois tamanhos num intervalo de 10 segundos. Foi avaliada a influência do estágio de desenvolvimento e da variedade do cafeeiro sobre o desempenho de uma derriçadora portátil durante a colheita. Essa avaliação foi realizada, utilizando-se três diferentes operadores, quatro

idades e duas variedades de cafeeiro. Foram avaliadas as características dos cafeeiros, as curvas características do motor da derriçadora, a capacidade e a eficiência de derriça, o consumo de energia, a desfolha, o índice de perdas e o nível de ruído emitido pela máquina. A colheita manual dos frutos foi acompanhada simultaneamente com os testes da derriçadora. Foi modelado o comportamento dinâmico de um sistema de peneiras e de vibração de uma abanadora, utilizando-se a técnica de simulação de sistemas mecânicos. Nas simulações, foram utilizadas informações como as posições iniciais da caixa das peneiras e do eixo excêntrico, as dimensões da caixa das peneiras e do eixo excêntrico, as velocidades angulares do eixo excêntrico e o ângulo de inclinações das peneiras e do eixo excêntrico. Os modelos foram simulados com amplitudes de 10, 20 e 30 mm e rotações de 300, 350 e 400 rpm. Foram obtidos o deslocamento, a velocidade e a aceleração linear e angular do sistema de peneiras. A capacidade de transporte do sistema de vibração simulado foi avaliada por meio do coeficiente do modo de operação, em função da amplitude e da frequência de vibração das peneiras. O desenvolvimento da máquina de abanação foi realizado com base nas características e propriedades físicas dos frutos, e as características aerodinâmicas dos frutos do cafeeiro, determinados experimentalmente. A máquina foi formada basicamente por um ventilador e por uma caixa de duas peneiras acionadas por um sistema de vibração. O ventilador foi localizado na estrutura de forma que houvesse fluxo de ar na parte inferior da moega de alimentação da máquina, visando a retirada das folhas e impurezas leves, para melhorar a eficiência de separação das peneiras. Foram realizados ensaios com três amplitudes de oscilação (10, 20 e 30 mm), duas velocidades do ar do sistema de ventilação (13 e 16 m s⁻¹) e duas rotações do ventilador (1720 e 1500 rpm). As amplitudes de vibração de 22 e 33 mm e as frequências de vibração de 18 a 20 Hz proporcionaram maior eficiência de derriça e menores tempos de derriça dos frutos de café. O efeito de fadiga provocado no pedúnculo pelo número de ciclos fez com que o desprendimento fosse, para forças aplicadas aos pedúnculos, 18 vezes menor que a resistência desse à tração. A posição dos frutos no ramo plagiotrópico não influenciou o tempo de derriça. Galhos mais longos dificultam o processo de derriça. A derriçadora portátil teve desempenho satisfatório por apresentar menor desfolha e número de galhos quebrados que a colheita manual, capacidade de derriça duas vezes maior, baixo consumo específico de energia e eficiência de derriça semelhante à manual. O nível de ruído aumentou com o aumento da potência requerida na derriça. O operador apresentou pouca influência no desempenho da derriçadora portátil. O uso da técnica de simulação dinâmica aplicada à análise de sistemas de separação de frutos do cafeeiro mostrou-se

capaz de prever o comportamento do sistema com detalhes. A máquina de abanação foi desenvolvida com sucesso e o índice de perda total por deficiência de separação obtido com o uso da abanadora foi considerado satisfatório, por apresentar valor médio de 0,55%. A capacidade de separação, a potência requerida na separação e a eficiência de separação dos frutos do cafeeiro aumentaram com o incremento na amplitude de oscilação das peneiras da abanadora e na velocidade do ar do ventilador. Não houve influência da rotação do ventilador sobre a capacidade de separação, a eficiência de separação, a potência requerida e o consumo específico de energia da separação dos frutos do cafeeiro. A capacidade de separação dos frutos, o índice de perda e o índice de impureza no produto final aumentaram com o aumento da taxa de alimentação de material diferente de fruto, enquanto diminuíram o consumo específico de energia e a eficiência de separação dos frutos. Os equipamentos avaliados apresentam-se como boa opção para serem utilizados na cafeicultura de montanha, visto mostrarem elevada eficiência e baixo consumo energético, fácil transporte e rendimento satisfatório para a atividade.

ABSTRACT

SOUZA, Cristiano Márcio Alves de, D.S., Universidade Federal de Viçosa, August of 2004. **Development and modeling of harvesting systems of coffee fruits.** Adviser: Daniel Marçal de Queiroz. Committee Members: Francisco de Assis de Carvalho Pinto, Mauri Martins Teixeira and Paulo Roberto Cecon.

The objective of this work was to analyze systems for coffee harvesting including the fruit detachment and fruit cleaning. Physical properties of the coffee plants and the coffee fruits, such as: the branch diameter, the stalk length and diameter, the number of green, cherries and over ripen detached fruits, the fruit mass and volumes were obtained. The effect of the frequency and amplitude of vibration and the branch length of the coffee plant on the detachment process of the coffee fruits were studied for different maturation stadiums. The influence of the frequency and amplitude of vibration and the fruits location in the coffee branch on the time necessary for the detachment, the applied force to the stalk and the number of cycles for detachment were evaluated. A machine was developed to accomplish the vibration tests. Coffee plants of the Catuaí Red and Catuaí Yellow varieties were used. The tests were accomplished under three oscillation amplitudes: 11, 22 and 33 mm. Four vibration frequencies were tested: 13.3, 15.0, 18.3 and 20.0 Hz, for each case. To determine the detachment time, the applied force to the stalk and the number of cycles for the detachment, the coffee branches with only one fruit were cut and placed in the machine. The detachment time of the coffee fruit was determined for each test. In the tests, coffee branches with two lengths: 100 and 400 mm were collected. The test durations were 10 s. The performance of a portable harvester for fruit detachment was evaluated in mountain coffee fields for plants with different ages. The performance evaluation of the portable harvester was accomplished using three different workers, four plant ages and two coffee varieties. The coffee plant characteristics, the curve characteristics of the portable harvester

engine, the detachment capacity and efficiency, the specific energy consumption, the mechanical damage and the noise level emitted by the machine were evaluated. A comparison between the manual and mechanical detachment of coffee fruits was accomplished. The tests were done in plants of the variety Catucaí with different ages of the plants (4, 6 and 10 years). The comparison includes the evaluation of the detachment capacity and efficiency, the leaf losses and the number of broken branches during the harvesting process. The vibration amplitudes of 22 and 33 mm and the vibration frequencies of 18 and 20 Hz provided higher efficiency and smaller detachment times and cycle numbers for the fruit detachment. Due to the fatigue caused to the stalk, the fruits detachment happened at an applied force 18 times smaller than those required in traction force necessary for removing the coffee fruit from the branch. No influence of the coffee cherries location in the branch was observed on detachment time and cycle numbers. The over ripen cherries demanded less time to be removed than those of the green and ripe cherries. The detachment of coffee cherries decreased with the increase in coffee branches length. The portable harvester presented satisfactory performance when compared to the manual harvesting resulting in less mechanical damage and number of broken branches, detachment capacity twice higher. The portable harvester presented low specific energy consumption and high detachment efficiency. The noise level increased with the increase of the power requirement. The operator presented little influence in the machine performance. The detachment efficiency was not influenced by the used harvesting system, mechanical or manual, independently of the age of the plants. The detachment accomplished manually provided higher leaf losses and higher number of broken branches than the mechanical detachment. The second part of the work was the development of a coffee fruits pre-cleaning machine. The study of the dynamic behavior of the sieves vibration system was accomplished. A model was simulated using the mechanical systems simulation technique. The input data used were the initial positions and dimensions of the sieves and the eccentric axis; the angular speeds of the eccentric axis; and the inclination angle of the sieves and the vibration plan. The models were simulated with amplitudes of 10, 20 and 30 mm and rotations of 300, 350 and 400 rpm. The displacement, speed and linear and angular acceleration of the sieves were obtained. The conveying capacity of the vibration system was evaluated through the operation coefficient as a function of the amplitude and frequency of vibration of the sieves. The development of the pre-cleaning machine was accomplished using the physical properties and the aerodynamic characteristics of the coffee fruits. The pre-cleaning machine had a fan and two vibrating sieves. The fan was located in the

lower part of the feed pit, for removing leaves and light impurities to improve the separation efficiency of the sieves. Tests were accomplished under three oscillation amplitudes (10, 20 and 30 mm), two air speeds of the ventilation system (13 and 16 m s⁻¹) and two angular velocities (1500 e 1720 rpm) of the fan rotor. The field tests performed with the developed cleaning machine showed the machine behaved well. The loss index obtained was considered satisfactory, presenting medium value of 0.55%. The fruits losses caused by the machine were evaluated. The use of the dynamic simulation applied in the systems analysis of fruits separation predicted well the behavior of the system. The separation capacity, the power needed for separation, the separation efficiency of the fruits increased with the increment in the oscillation amplitude of the sieves and in the air speed of the fan. There was no influence of the fan rotation on the separation efficiency, the power requirement and the specific energy consumption. The separation capacity, the fruit losses and the material-other-than-fruit in the final product increased with the increase of the feeding rate of the pre-cleaning machine, while the specific energy consumption and the separation efficiency of the fruits decreased. The tested equipments are a good option for be used in the coffee field located in mountain areas, because they present high efficiencies and low consumption energy, and they are easy to transport and has satisfactory performance.

INTRODUÇÃO

Nos últimos cinco anos, a produção de café brasileiro beneficiado ficou entre 31 e 48,5 milhões de sacas (BRASIL, 2004), fazendo do Brasil, o maior produtor mundial de café. Minas Gerais se destaca na produção nacional com aproximadamente 42% do total produzido, apresentando potencial para produzir até 23 milhões de sacas (MATIELLO et al., 2002).

Dentre as áreas produtoras, aquelas de cafeicultura de montanha compreendem aproximadamente 1.451 milhões de cafeeiros, representando 30% da população cafeeira do Brasil. A cafeicultura de montanha abrange a Zona da Mata de Minas Gerais, a maioria das áreas de arábica do Estado do Espírito Santo e do Estado do Rio de Janeiro e pequenas áreas do sul de Minas Gerais, São Paulo e Paraná (MATIELLO et al., 2002). Essas regiões apresentam características da produção em pequenas áreas, de difícil mecanização e exploração familiar.

Embora o estado de Minas Gerais apresente, na região do Triângulo e do Alto Paranaíba, produtividade média de 18,25 sacas ha⁻¹, nas demais regiões produtoras, englobando a Zona da Mata, Jequitinhonha, Sul e Oeste, observa-se menor produtividade que a média nacional (BRASIL, 2004).

Dentre as etapas da produção do café, a colheita é a operação mais onerosa da cultura por ter que garantir elevada qualidade do produto final e por exigir maior contingente de mão-de-obra, podendo atingir até 50% da total empregada anualmente. Nesta fase da produção do café, os lotes de frutos colhidos apresentam maior sensibilidade à modificações da sua qualidade, devido à presença de frutos em várias fases de maturação e de impurezas e à ocorrência de processos fermentativos nos mesmos (CORTEZ, 2001).

O café é um dos produtos agrícolas cujo preço se baseia em parâmetros qualitativos, variando significativamente o valor, de acordo com a qualidade. As perdas financeiras provenientes de um mau preparo do café podem variar de 10 a 20% quanto

ao aspecto do produto e até 40% em função da bebida, sendo o principal problema enfrentado pela cafeicultura brasileira (FILGUEIRAS, 2000).

A colheita é composta por três etapas: a primeira é a derriça ou catação, a segunda é a varrição e recolhimento e, por fim, a abanação dos frutos. Na etapa de derriça, cada árvore é colhida de uma única vez, quando são simultaneamente apanhados frutos em todos os estádios de maturação (seco, passa, cereja e verde) ou seletivamente, catando-se apenas os maduros. Após a derriça, realizada no chão ou no pano, é feito o recolhimento manual ou mecânico dos frutos, seguido de uma abanação para separação e pré-limpeza do produto. A partir daí, os frutos limpos são transportados até o local de secagem e beneficiamento.

Quando se utilizam sistemas de colheita por derriça total dos frutos, eles poderão concorrer para a perda de qualidade da bebida do café, se não forem tomadas providências no sentido de isolar os frutos em cada estágio de maturação e de eliminar as impurezas de colheita, seja na fase pós-colheita ou durante o benefício do café (CORTEZ, 2001). THEODORO et al. (2002), avaliando a alteração da qualidade de grãos de café colhidos no pano e no chão, provenientes de sistemas de manejo orgânico, em conversão e convencional, concluíram que o sistema de produção e a forma de colheita influenciam a perda de qualidade do café.

Nos últimos anos, vêm sendo introduzidas derriçadoras portáteis (SILVA et al., 1998), que são máquinas apropriadas para pequenos e médios produtores de café e para regiões de declividade superior a 10%. As máquinas derriçadoras portáteis existentes no mercado ainda não apresentam desempenho satisfatório. Ensaio realizados têm demonstrado que há possibilidade de melhoria em seu desempenho (CARVALHO et al., 2000).

O uso de derriçadoras requer serviço de repasse, de recolhimento e de abanação, geralmente conduzidos manualmente. A redução da mão-de-obra total usada neste tipo de colheita é pequena, quando comparada à colheita totalmente manual. Portanto, tornam-se necessários a realização de estudos no sentido de aumentar a capacidade de derriça dessas máquinas, de modo a torná-las mais viáveis técnica e economicamente, e também o desenvolvimento de máquinas de abanação para a realidade da cafeicultura de montanhas.

A abanação manual, realizada geralmente na lavoura, é uma etapa complementar à derriça, considerada um trabalho árduo e penoso para o trabalhador rural, visto que requer resistência física e habilidade para sua execução, além de ser prejudicial a saúde, devido à contaminação do ar gerada no processo (COAN, 1981). Porém, a separação do

café das impurezas decorrentes da colheita por derriça no chão ou no pano é indispensável para obtenção de um produto final de melhor qualidade (MAGALHÃES, 1999).

Além da eliminação de impurezas que normalmente acompanham o café após a colheita, tais como, terra, torrões, pedras, galhos e folhas, a abanação evita, também, problemas nas operações de secagem e beneficiamento, diminuindo, assim, o desgaste dos equipamentos envolvidos no processo (SAMPAIO et al., 2001). Diversos fatores, principalmente os que atuam após a colheita, ocasionam modificações indesejáveis à qualidade do café, alteram a composição química do produto, sendo responsáveis pelas diferentes classificações da bebida (PIMENTA, 2001).

MAGALHÃES (1999) desenvolveu uma máquina de pré-limpeza de café que apresentou 0,48% de índice de perda por deficiência de separação, 76% de eficiência de separação, tendo 264 kg de massa total, 2,12 m de comprimento, 0,88 m de largura, acionada por um motor elétrico de 1,47 kW de potência. Para utilização em lavouras de regiões montanhosas, há necessidade de se desenvolverem máquinas mais compactas, que demandem menor potência e apresentem eficiência de separação capaz de promover redução de mão-de-obra e manutenção da qualidade do produto final.

O conhecimento das propriedades físico-mecânicas dos frutos e do cafeeiro é extremamente importante na determinação dos parâmetros de projetos dos órgãos de trabalhos das máquinas destinadas à colheita mecanizada de café, que usam o princípio da vibração (LLANES et al., 2000). Assim, para o desenvolvimento de máquinas destinadas à colheita e abanação do café, é necessário primeiramente conhecer as propriedades mecânicas e a geometria do fruto e do cafeeiro com detalhes (CIRO et al., 1998; ARISTIZÁBAL-TORRES et al., 2000; RIBES et al., 2001). A partir daí, modelos matemáticos podem ser implementados em computador para simular a dinâmica do sistema, auxiliando o dimensionamento das máquinas (PARCHOMCHUK & COOKE, 1971; YUNG & FRIDLEY, 1974; MAGALHÃES, 1999; CIRO, 2001).

Devido à complexidade do desenvolvimento de sistemas de colheita de café, a utilização das técnicas de modelagem e simulação torna-se necessária para facilitar o entendimento e aprimoramento do processo. A modelagem consiste na descrição matemática das leis que regem a dinâmica de um sistema em estudo e a simulação é uma ferramenta que permite a geração de cenários relacionados a um dado sistema. Essas técnicas têm-se mostrado de grande utilidade no auxílio ao projeto de novas máquinas ou no aprimoramento das já existentes. Com seu uso, pode-se prever e estudar o comportamento do sistema em desenvolvimento, reduzir os riscos na tomada de

decisão, identificar problemas antes mesmo de sua ocorrência, reduzir custos em avaliações e revelar a integridade e a viabilidade de um determinado projeto em termos técnicos e econômicos (WINSTON, 1994).

Modernas técnicas computacionais, como a análise por elementos finitos e a simulação de sistemas mecânicos, vêm sendo cada vez mais utilizadas no projeto de máquinas. A utilização dessas ferramentas reduz a necessidade do número de testes experimentais para se chegar à máquina ideal. Com a sua utilização, engenheiros têm sido capazes de desenvolver o que pode ser chamado de um protótipo virtual de determinada máquina ou sistema, realizando análise antes mesmo de seu envio à linha de produção.

Diante dos problemas enfrentados pelos cafeicultores de regiões montanhosas durante a colheita e a necessidade de se conhecerem os processos de derriça e de abanação de frutos do cafeeiro, este trabalho teve os seguintes objetivos:

- Determinar as propriedades físicas do cafeeiro e do fruto que influenciam na derriça por vibração;
- Estudar os efeitos da frequência e amplitude de vibração e do comprimento do galho do cafeeiro sobre a derriça dos frutos de café, nos estádios de maturação verde, cereja e passas;
- Avaliar a influência da frequência e da amplitude de vibração e da localização dos frutos no ramo plagiotrópico sobre o tempo, a força aplicada ao pedúnculo e o número de ciclos necessário para o seu desprendimento de cafeeiros Catuaí Vermelho e Catuaí Amarelo, nos estádios de maturação verde, cereja e passas/secos.
- Avaliar a influência do estágio de desenvolvimento e da variedade do cafeeiro sobre o desempenho de uma derriçadora portátil durante a colheita de frutos do cafeeiro;
- Comparar a derriça manual com a derriça realizada por uma derriçadora portátil, durante a colheita dos frutos do cafeeiro;
- Desenvolver uma abanadora dos frutos do cafeeiro e modelar seu sistema de peneiras e de vibração, utilizando-se simulação de sistemas mecânicos;
- Avaliar o desempenho de uma abanadora de frutos de cafeeiros, em diferentes condições de campo e de regulagem da máquina, visando sua utilização em cafeicultura de montanha.

Este trabalho é formado por seis artigos. O primeiro envolve o desenvolvimento de uma máquina vibradora para ensaios, visando avaliar a influência da frequência e da amplitude de vibração e da localização dos frutos no ramo plagiotrópico sobre o tempo, a força aplicada ao pedúnculo e o número de ciclos necessários ao desprendimento desses de cafeeiros Catuaí Vermelho e Catuaí Amarelo. O segundo artigo foi realizado, visando estudar os efeitos da frequência e amplitude de vibração e do comprimento do galho do cafeeiro sobre a eficiência de derriça dos frutos de café, nos estádios de maturação verde, cereja e passas. O terceiro artigo avalia o desempenho de uma derriçadora portátil durante a colheita de frutos do cafeeiro. A comparação entre a derriça manual e mecânica em diferentes estádios de desenvolvimento das plantas é apresentada no quarto artigo. No quinto artigo, é apresentada a modelagem de um sistema de peneiras e de vibração de uma máquina de separação, utilizando-se a técnica de simulação de sistemas mecânicos, e o desenvolvimento de uma abanadora dos frutos do cafeeiro. Finalmente, no sexto artigo, avalia-se o desempenho da abanadora de frutos de cafeeiros desenvolvida, em diferentes condições de campo e de regulagem da máquina.

LITERATURA CITADA

- ARISTIZÁBAL-TORRES, I.D.; OLIVEROS-TASCÓN, C.E.; SANZ-URIBE, J.R. MONTOYA-RESTREPO, E.C.; ALVAREZ-MEJÍA, F. Cosecha mecánica de café aplicando vibraciones circulares al tallo del cafeto. **Cenicafé**, Chinchiná, v.51, n.1, p.41-53. 2000.
- BRASIL. Ministério da Agricultura e do Abastecimento. Companhia Nacional de Abastecimento. **Relatório da safra 2003/2004**. <http://www.conab.gov.br/>. Mar., 2004.
- CARVALHO, L.T.; QUEIROZ, D.M.; TEIXEIRA, M.M.; FERNANDES, H.C. Desenvolvimento de uma derriçadora portátil para colheita de café. In: Simpósio de Pesquisa dos Cafés do Brasil, 1, 2000, Poços de Caldas, MG. **Resumos Expandidos...** Brasília, DF: Embrapa Café; Belo Horizonte: Minasplan, 2000. v.2. p.1109-1113.
- CIRO, H.J. Coffee harvesting I: Determination of the natural frequencies of the fruit stem system in coffee tress. **Applied Engineering in Agriculture**, St. Joseph, v.17, n.4, p.475- 479, 2001.
- CIRO, H.J.; OLIVEROS-TASCÓN, C.E.; ALVAREZ-MEJÍA, F.; MONTOYA-RESTREPO, E.C. Respuesta dinamica de la rama del cafeto a la aplicacion de vibraciones unidireccionales. **Cenicafé**, Chinchiná, v.49, n.2, p.151-161. 1998.
- COAN, O. **Desenvolvimento e análise de desempenho de uma abanadora mecânica de café**. São Paulo, SP: USP. 1981. 87p. Tese de Doutorado
- CORTEZ, J.G. **Efeito de espécies e cultivares e do processamento agrícola e industrial nas características da bebida do café**. Piracicaba, SP: ESALQ. 2001. 71p. Tese de Doutorado
- FILGUEIRAS, W.H. **Modelagem da planta de café por elementos finitos para estudo de colheita por vibração**. Viçosa, MG: UFV. 2000. 81p. Tese de Mestrado
- LLANES, O; MARTINEZ, A; LEYVA, L; MORALES, A. Determinación de las propiedades físico-mecánicas de los frutos de toronja Marsh. **Revista Electrónica SIAMA**, n.1, año 2, 2000. (<http://www.agr.ucv.ve/siama/revista/articulo02.htm>)
- MAGALHÃES, A.C. **Projeto, construção e avaliação de uma máquina de pré-limpeza de café**. Viçosa, MG: UFV. 1999. 63p. Tese de Mestrado
- MATIELLO, J.B.; SANTINATO, R.; GARCIA, A.W.R.; ALMEIDA, S.R.; FERNANDES, D.R. **Cultura de café no Brasil: Novo manual de recomendações**. Rio de Janeiro, RJ: MAPA/PROCAFÉ, 2002. 387p.

- PARCHOMCHUK, P.; COOKE, J.R. **Vibratory Fruit Harvesting: An experimental analysis of Fruit-stem dynamics**. St. Joseph, ASAE. 1971. Paper n. 71-650
- PIMENTA, C.J. **Época de colheita e tempo de permanência dos frutos à espera da secagem na qualidade do café (*Coffea arabica* L.)**. Lavras, MG: UFLA, 2001. 145p. Tese de Doutorado
- RIBES, J.G.; ROLDAN, G.B.; VEGA, J.A. **Optimization of the design and use os shaker machines for mechanically harvesting of olive trees in Spain**. St. Joseph, ASAE. 2001. Paper n.01-1096.
- SAMPAIO, C.P.; MACHADO, M.C.; SILVA, J.S.; SAMPAIO FILHO, D.S. Avaliação de uma abanadora mecânica com acionamento manual para café cereja. In: Simpósio Brasileiro de Pesquisa dos Cafés do Brasil, 2, 2001. Vitória, ES. **Resumos...** Brasília, DF: Embrapa Café, p.764-770. 2001.
- SILVA, F.M.; SALVADOR, N.; BARBOSA, R.R.; ABREU, E.M. Desempenho da operação mecanizada de derriça do café. **Revista Engenharia na Agricultura**, Viçosa, v.6, n.2, p.74-80, 1998.
- THEODORO, V.C.A.; GUIMARÃES, R.F.; MOURÃO JÚNIOR, M.; CHAGAS, S.J.R. Alteração da qualidade de grãos de café (*C. arabica* L.) colhidos no pano e no chão, provenientes de sistemas de manejo orgânico, em conversão e convencional. **Revista Brasileira de Armazenamento**, n.4, p.38-44, 2002.
- WINSTON, W.L. **Operations research: applications and algorithms**. 3ª ed. Belmont, California: Wadsworth Publishing Company, 1994. 1353p.
- YUNG C.; FRIDLEY, R.B. **Computer Analysis of Fruit Detachment During Tree Shaking**. St. Joseph, ASAE. 1974. Paper n.74-3009

DESENVOLVIMENTO DE UMA MÁQUINA VIBRADORA PARA ESTUDAR O DESPRENDIMENTO DE FRUTOS DO CAFEIEIRO

RESUMO

O objetivo deste trabalho foi estudar o efeito da amplitude e da frequência de vibração e da localização dos frutos no ramo plagiotrópico sobre o desprendimento de frutos de cafeeiros Catuaí Vermelho e Catuaí Amarelo, nos estádios de maturação verde, cereja e passas/secos. Uma máquina vibradora foi desenvolvida para realização dos testes. Os ramos plagiotrópicos foram cortados e preparados de maneira que apenas um fruto fosse colocado na máquina, em cada teste. Foram realizados ensaios com duas amplitudes (20 e 30 mm) e quatro frequências de vibração (14,0; 16,0; 18,0 e 20,0 Hz). Foi determinado o tempo que os frutos levavam para serem desprendidos do ramo plagiotrópico. Amplitude de vibração de 30 mm e frequências de vibração de 20 Hz apresentaram os menores tempo e número de ciclos para o desprendimento dos frutos. No estádio de maturação passas/secos, os frutos demandaram menos tempo para serem desprendidos que os verdes e os cerejas. O tempo e o número de ciclos para o desprendimento dos frutos não foram influenciados pela localização desses frutos no ramo plagiotrópico.

Palavras-chave: café, colheita, vibração, número de ciclos.

DEVELOPMENT OF A VIBRATION MACHINE TO STUDY THE DETACHMENT OF COFFEE FRUITS

ABSTRACT

The objective of this work was to study the effect of the frequency and amplitude of vibration, as well as the effect of location of the fruits in the coffee branch, on detachment of coffee cherries, at the maturation stages green, ripe and over ripe cherries. A machine was developed to accomplish the vibration tests. Coffee plants of the Catuaí Red and Catuaí Yellow varieties were used. The coffee branches were cutted and putted in the machine fruit by fruit. The tests were accomplished with two vibration amplitude (20 and 30 mm) and four frequencies (14,0; 16,0; 18,0 and 20,0 Hz). The detachment time of the coffee fruit was determined in each test. Amplitude of 30 mm and frequencies of 20 Hz presented smaller detachment times and cycles numbers. The over ripe cherries demanded less time to be detachmented than those of

the green and ripe cherries. No influence of the coffee cherries location in the branch was observed on detachment time and cycle numbers.

Key-words: coffee, harvesting, vibration, cycle number.

INTRODUÇÃO

A colheita de café tem sido feita tradicionalmente, de forma manual, sendo ela considerada um trabalho pesado e bastante desgastante. Além disso, a escassez de mão-de-obra para a colheita tem sido um dos maiores problemas enfrentados pelos cafeicultores. Assim, torna-se necessário o desenvolvimento de sistemas de colheita mecânicos ou mistos para solucionar os problemas relacionados à colheita do café.

Segundo MATIELLO & PINTO (1998), em plantios adensados de pequenas propriedades, principalmente em áreas montanhosas, a operação de colheita só pode ser feita manualmente. Nos últimos anos, vêm sendo introduzidas derriçadoras portáteis, que utilizam a vibração como princípio de funcionamento (SILVA et al., 1998).

A vibração e/ou, o impacto têm-se revelados métodos eficientes de colheita de diversos produtos agrícolas, tais como, azeitona, citros e nozes (RODRÍGUEZ, et al., 1994; ORTIZ-CAÑAVATE, 1996). Todas as máquinas propostas para a colheita do café, independente de seu tamanho, utilizam esses princípios. Com o princípio da vibração, as máquinas possibilitam a colheita seletiva, contornando, em parte, o problema da desuniformidade de maturação dos frutos do cafeeiro.

Atualmente, as máquinas de derriça portáteis existentes no mercado ainda não apresentam desempenho satisfatório. Ensaios realizados têm demonstrado que a capacidade de derriça dessas máquinas não chega, na maioria dos casos, a três vezes a capacidade da derriça manual (CARVALHO et al., 2000). Como essas derriçadoras requerem serviços de recolhimento e abanação, geralmente conduzidos manualmente, a redução da mão-de-obra total usada nas operações de colheita é pequena. Portanto, torna-se necessária a realização de estudos no sentido de aumentar a capacidade de derriça dessas máquinas.

Para o desenvolvimento das máquinas de colheita, é necessário primeiramente conhecer as propriedades mecânicas da madeira e a geometria do cafeeiro com detalhes (ARISTIZÁBAL-TORRES et al., 2000). Com o conhecimento das propriedades físico-mecânicas dos frutos do cafeeiro, podem-se determinar os parâmetros de projetos dos órgãos de trabalhos das máquinas destinadas à colheita mecanizada que usam o princípio da vibração (LLANES et al., 2000).

Para determinar as frequências de vibração forçadas mais adequadas ao desprendimento dos frutos do cafeeiro, devem ser conhecidas, como pré-requisito, as frequências naturais dos mesmos. Determinar o intervalo ótimo de frequência de vibração é uma tarefa difícil devido à desuniformidade de maturação dos frutos e à arquitetura da planta.

A ação das máquinas derriçadoras sobre o cafeeiro ocasiona danos como desfolha, quebra de galhos e descorticação dos troncos. SILVA et al. (2001), estudando o efeito da colheita mecanizada sobre os danos provocados à planta do cafeeiro, observaram que a colheita mecânica pode proporcionar maior desfolha que a manual. Além da intensidade de aplicação da vibração, os danos produzidos na casca dependem da umidade da mesma, da variedade e da idade da planta. Os danos provocados ao cafeeiro são consequência de uma inadequada operação da máquina.

Os níveis de danos provocados à estrutura arbórea do cafeeiro são proporcionais ao tempo de aplicação da vibração pela máquina. Trabalhos têm mostrado que tempos médios de 10, 20 e acima de 40 segundos podem ocasionar respectivamente danos em níveis leve, médio e grave ao cafeeiro (NOGUEIRA et al., 1975). Os danos mecânicos considerados graves afetam a produção seguinte, pois pode haver descorticação do tronco ou do galho, necroses e podridão nas regiões afetadas, bem como engrossamento da casca (tipo calo) na região imediatamente inferior ao ponto de aplicação da vibração.

O objetivo deste trabalho foi avaliar a influência da frequência e da amplitude de vibração e da localização dos frutos no ramo plagiotrópico sobre o tempo, a força aplicada ao pedúnculo e o número de ciclos necessário ao desprendimento desses frutos de cafeeiros Catuaí Vermelho e Catuaí Amarelo, nos estádios de maturação verde, cereja e passas/secos.

MATERIAL E MÉTODOS

O trabalho foi desenvolvido no Laboratório de Projetos de Máquinas e Visão Artificial e no Laboratório de Mecanização Agrícola do Departamento de Engenharia Agrícola da Universidade Federal de Viçosa e os frutos do cafeeiro utilizados nos testes foram obtidos na Fazenda “Nô da Silva”, localizada no município de Cajuri, MG.

Uma máquina foi desenvolvida para realização dos testes, podendo-se controlar a amplitude e a frequência de vibração, sendo que seu acionamento foi feito por um motor elétrico de 735 W, um inversor de frequência e um sistema biela-manivela (Figura 1). O inversor de frequência foi acoplado ao sistema, visando a variação da velocidade angular do motor elétrico, sendo ele da marca Yaskawa, modelo CIMR-

V7AA21P5, com 3 kVA de potência. O sistema biela-manivela, com raio da manivela variável, foi utilizado para produzir diferentes amplitudes de vibração.

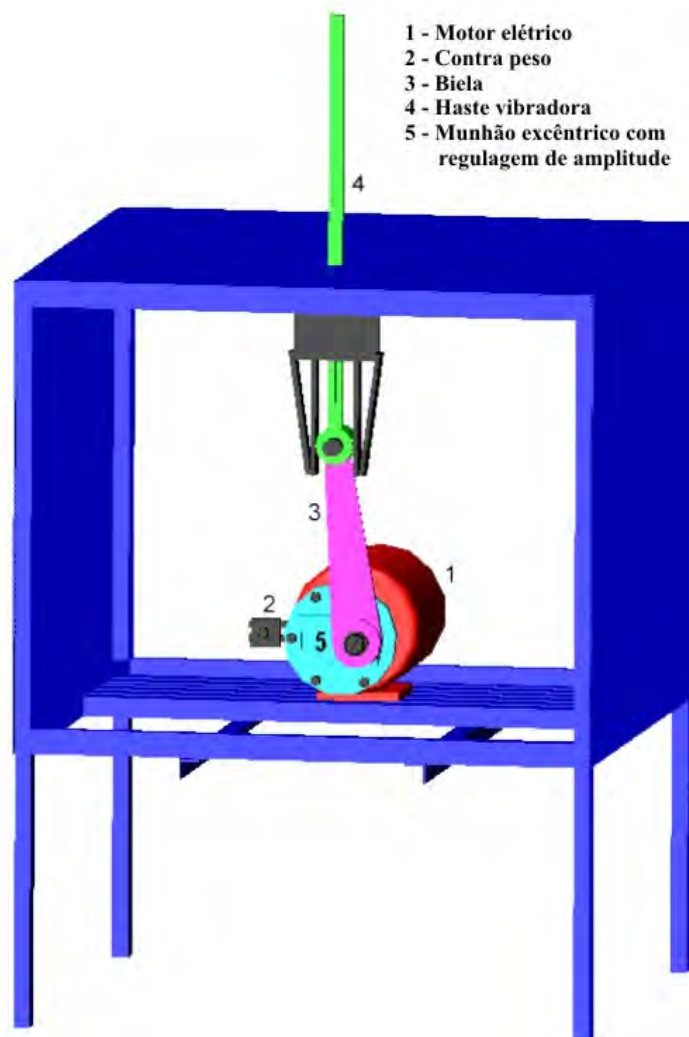


Figura 1 - Máquina desenvolvida para realização dos testes de vibração.

Para realizar uma análise cinemática do sistema biela-manivela foi utilizado o modelo descrito por GOERING et al. (2003). A equação que descreve o deslocamento da haste vibradora foi determinada conforme a Equação 1. Na Figura 2 é apresentado um detalhe do sistema de vibração da máquina.

$$S = R \left(1 - \cos \theta + \frac{R}{2L} \sin^2 \theta \right) \quad (1)$$

em que,

S - deslocamento da haste vibradora, m;

R - raio da manivela, m;

θ - ângulo formado entre a manivela e a vertical, rad;

L - comprimento da biela, m.

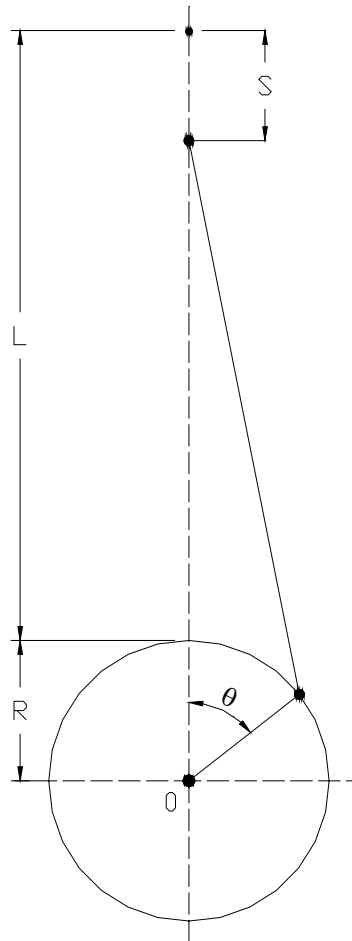


Figura 2 - Detalhe do sistema biela-manivela.

A equação que descreve a velocidade da haste vibradora foi determinada por meio da diferenciação da Equação 1, conforme se segue:

$$v = R\omega \left(\sin\theta + \frac{R}{2L} \sin 2\theta \right) \quad (2)$$

em que,

v - velocidade da haste vibradora da máquina, $m s^{-1}$;

ω - velocidade angular da manivela, $rad s^{-1}$.

A aceleração da haste vibradora foi calculada, utilizando-se a Equação 3, depois de realizada a diferenciação da Equação 2.

$$a = R\omega^2 \left[\cos\theta + \frac{R}{L} \cos 2\theta \right] \quad (3)$$

em que,

a - aceleração da haste vibradora, $m s^{-2}$.

Como o inversor de frequência levava alguns segundos para fornecer a energia necessária para a máquina vibradora atingir a frequência de vibração desejada, fez-se um estudo do seu tempo de resposta. Para isso, utilizou-se um tacômetro digital da marca Tektronix, modelo “TEK DMM252”, para medir a frequência de vibração da haste da máquina, simultaneamente com a medição do tempo gasto para se atingir a frequência desejada.

Para a realização dos testes de desprendimento, foram coletados nos ramos plagiotrópicos do cafeeiro, frutos verdes, cerejas e passas/secos. Os ramos foram cortados e preparados de maneira que apenas um fruto fosse colocado na máquina em cada teste (Figura 3). Os frutos foram coletados de cafeeiros com 6 anos de idade.

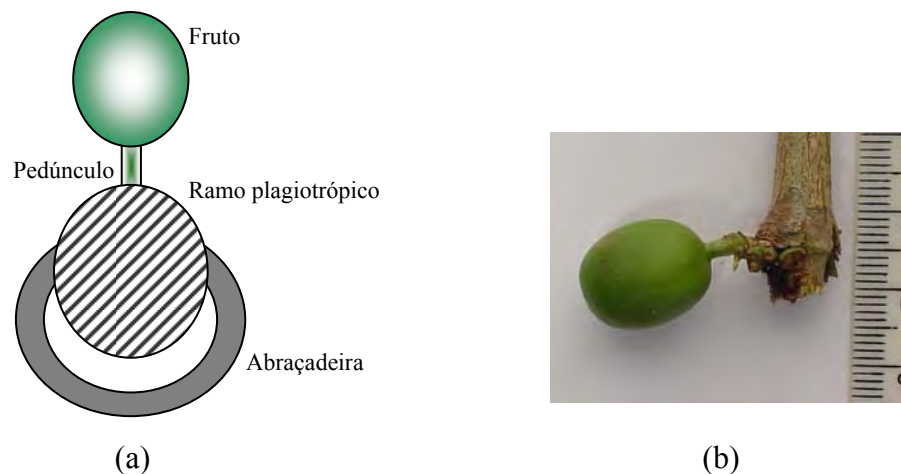


Figura 3 - Esquema de fixação dos frutos na haste vibradora (a) e detalhe de um fruto preparado para teste (b).

Nos testes, foram determinados o comprimento e o diâmetro do pedúnculo e a massa dos frutos verdes, cerejas e passas/secos derriçados. As medidas do comprimento e diâmetro do pedúnculo foram feitas, utilizando-se um micrômetro marca Mitutoyo, com resolução de 0,01 mm, e para medir a massa dos frutos, utilizou-se uma balança marca Toledo, com resolução de 0,01 g.

Conhecendo-se a massa dos frutos e utilizando a Equação 3 na determinação da aceleração do fruto, assumindo que este apresentasse valores semelhantes à da haste vibradora, estimou-se a força agindo no fruto, conforme se segue:

$$G = mR\omega^2 \left[\cos \theta + \frac{R}{L} \cos 2\theta \right] \quad (4)$$

em que,

G - força aplicada ao pedúnculo, N;

m - massa do fruto, kg.

Quando o fruto se encontra em movimento de descida, há o efeito conjunto da aceleração da haste e da gravidade sobre o mesmo. Dessa forma, ocorrem valores distintos de força para a descida e a subida da haste vibradora, caracterizando um estado de fadiga devido às tensões alternadas a que o pedúnculo está sujeito. No cálculo da força, quando o fruto se encontrava em processo de descida, foi adicionada a influência da aceleração da gravidade.

Visando analisar o efeito de fadiga a que o pedúnculo está sujeito, foi determinado o número de ciclos necessários para o desprendimento dos frutos, que é função do tempo de desprendimento e da frequência de vibração da base do pedúnculo, considerando que o fruto apresentava frequência semelhante à de sua base, conforme a seguinte expressão:

$$n = \frac{\omega t}{2\pi} \quad (5)$$

em que,

n - número de ciclos;

t - tempo de desprendimento dos frutos, s.

Foram realizados ensaios com duas amplitudes (20 e 30 mm) e quatro frequências de vibração (14,0; 16,0; 18,0 e 20,0 Hz). Para os frutos passas/secos, os testes foram realizados com 14,0 e 16,0 Hz, porque acima dessas frequências os frutos caíam antes da estabilização da frequência do inversor. Em cada teste, foi determinado o tempo que os frutos levavam para serem desprendidos, utilizando-se um cronômetro digital da marca “Technos”, com resolução de 0,01 s. Como há possibilidade de danos médios provocados ao cafeeiro quando o tempo de aplicação da vibração é superior a 20 s (NOGUEIRA et al., 1975), optou-se por finalizar os testes quando não havia queda do fruto acima desse tempo.

Para determinação do teor de água dos frutos do cafeeiro nos estádios de maturação verde, cereja e passas/secos, utilizou-se o método padrão de estufa a $105 \pm 2^\circ\text{C}$ por 24 horas, com quatro repetições.

Montou-se um experimento no esquema de parcelas subdivididas, em que as amplitudes foram consideradas as parcelas e as frequências de vibração, o estágio de maturação dos frutos, a posição em que esses se encontravam no ramo plagiotrópico e a variedade do cafeeiro foram as subparcelas, segundo o delineamento inteiramente casualizado, com quatro repetições.

Os dados de tempo, força e número de ciclos necessários para o desprendimento dos frutos foram submetidos à análise de variância e de superfície de resposta, sendo os modelos escolhidos com base na significância dos coeficientes de regressão, utilizando-se o teste t a 0,05 de probabilidade e o coeficiente de determinação. Quando se analisou a influência da variedade e do estágio de maturação dos frutos do cafeeiro, utilizou-se o teste de Tukey a 0,05 de probabilidade. As análises estatísticas dos dados foram realizadas, utilizando-se o programa computacional SAEG[®] (RIBEIRO JÚNIOR, 2001), versão 8.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Na Figura 4, é apresentada a curva de tempo de resposta do inversor em função da frequência de vibração desejada (Equação 6). Verifica-se que quanto maior a frequência de vibração desejada maior foi o tempo de resposta do inversor. O menor tempo de resposta do inversor foi de 4,6 s e o maior foi de 6,5 s.

$$\hat{Y}_i = 0,3258F \quad R^2 = 0,99 \quad (6)$$

em que,

\hat{Y}_i - tempo de resposta do inversor de frequência, s;

F - frequência de vibração desejada na haste vibradora, Hz.

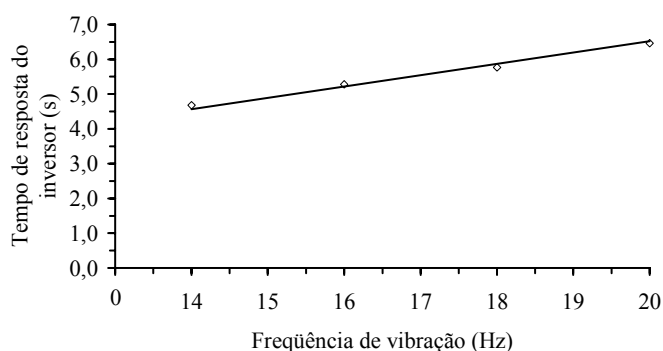


Figura 4 - Tempo de resposta do inversor de frequência.

Como houve um aumento gradativo da energia necessária para o desprendimento, devido à absorção de energia pelo fruto e ao efeito fadiga ocasionado ao pedúnculo (WANG & SHELLENBERGER, 1967), realizaram-se as análises sem a subtração dos dados de tempo de desprendimento pelo tempo de resposta do inversor, pois se observou que, em alguns casos, houve separação do fruto antes de se atingir a frequência de vibração desejada.

Na Figura 5, são apresentadas as acelerações da haste vibradora da máquina de ensaio em função da frequência e amplitude de vibração. Observa-se que a aceleração variou de 49,3 a 151,4 m s^{-2} , tendo sido verificado aumento dos valores com o aumento dos parâmetros de vibração.

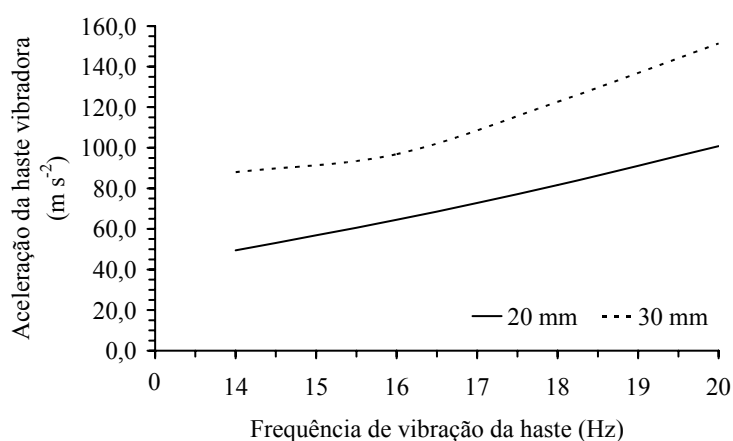


Figura 5 - Aceleração da haste vibradora em função da frequência de vibração, para as respectivas amplitudes de vibração.

Variedade Catuaí Vermelho

Os frutos verdes, os cerejas e os passas/secos da variedade Catuaí Vermelho apresentaram teor médio de água de 64,1; 66,4; e 32,4% b.u., respectivamente. No Quadro 1 são apresentados as médias dos comprimentos e diâmetros do pedúnculo, e das massas dos frutos de café determinados nos testes, para os estádios de maturação verde, cereja e passas/secos.

Os modelos de tempo de desprendimento selecionados para os frutos do cafeeiro no estágio de maturação verde e cereja são apresentados nas Equações 7 e 8, respectivamente. Analisando os coeficientes dos parâmetros amplitude e frequência de vibração, verifica-se que seus maiores valores foram observados no estágio de maturação verde, mostrando que o tempo de desprendimento dos frutos nesse estágio é maior que no estágio cereja.

Quadro 1 - Comprimentos e diâmetros do pedúnculo e massas dos frutos do cafeeiro em função do estágio de maturação

Estádio de maturação	Comprimento do pedúnculo (mm)	Diâmetro do pedúnculo (mm)	Massa dos frutos (g)
Verde	6,89 a	1,89 a	1,00 a
Cereja	6,78 a	1,83 a	1,52 b
Passas/secos	8,05 b	1,03 b	0,82 c

Médias seguidas por letras iguais não diferem entre si pelo teste de Tukey, a 0,05 de probabilidade.

$$\hat{Y} = 37,077 - 0,2262A - 1,275F \quad R^2 = 0,85 \quad (7)$$

$$\hat{Y} = 29,468 - 0,1164A - 1,056F \quad R^2 = 0,68 \quad (8)$$

em que,

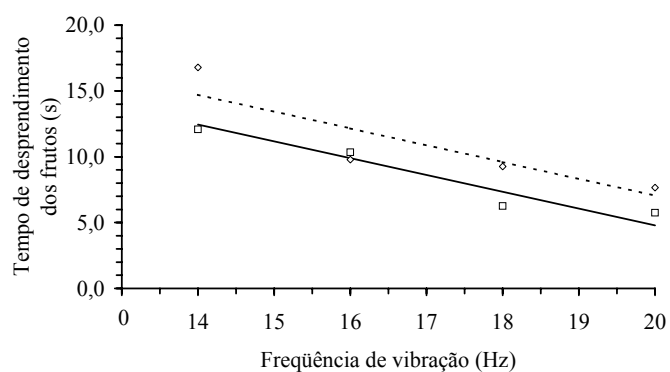
A - amplitude de vibração da haste, mm;

\hat{Y} - tempo de desprendimento dos frutos do cafeeiro, s.

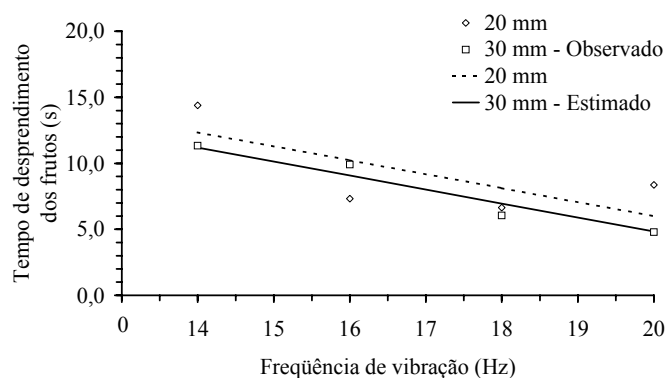
Os tempos de desprendimento dos frutos do cafeeiro diminuíram com o aumento da amplitude e da frequência de vibração (Figura 6). O comportamento decrescente do tempo de desprendimento, quando a frequência e a amplitude de vibração foram aumentadas, pode ser atribuído ao fato de que quanto maior o valor dessas grandezas maior é a energia transmitida ao fruto, facilitando assim, seu desprendimento.

De maneira geral, os frutos de café que se apresentavam no estágio de maturação verde proporcionaram os maiores valores de tempo de desprendimento que no estágio de maturação cereja. Observando os dados de tempo de desprendimento para os frutos de cafeeiro no estágio de maturação verde, verifica-se que os menores valores foram de 7,1 e 4,8 segundos, respectivamente, para as amplitudes de 20 e 30 mm, enquanto no estágio de maturação cereja, os menores valores foram 6,0 e 4,8 segundos (Figura 6).

Analisando os dados de tempo de desprendimento em função da posição dos frutos no ramo plagiotrópico, verificou-se que não houve diferença entre seus valores: os frutos que se encontravam próximos à ponta do ramo plagiotrópico apresentaram tempo médio de 8,9 s e aqueles próximos à base do ramo tempo de 9,5 s.



(a)



(b)

Figura 6 - Estimativa do tempo de desprendimento de frutos do cafeeiro em função da frequência de vibração, para as respectivas amplitudes e estágio de maturação verde (a) e cereja (b).

Quando se avaliou o tempo de desprendimento em função do estágio de maturação, verificou-se menor valor no estágio passas/secos, sendo, em média, o verde e o cereja semelhantes. O tempo de desprendimento observado no estágio de maturação passas/secos foi 45% menor que o verde e o cereja (Quadro 2).

Quadro 2 - Médias do tempo de desprendimento (s) em função do estágio de maturação dos frutos do cafeeiro

Estádio de maturação	Tempo de desprendimento
Verde	12,25 a
Cereja	10,74 a
Passas/Secos	6,27 b

Médias seguidas por letras iguais não diferem entre si pelo teste de Tukey, a 0,05 de probabilidade.

Apesar de, em média, o estágio de maturação verde e cereja apresentarem-se semelhantes, o tempo de desprendimento foi mais influenciado pela amplitude e frequência de vibração no estágio de maturação verde que no cereja (Equações 7 e 8).

As Equações 9 e 10 apresentam os modelos ajustados para a força aplicada aos frutos em função da amplitude e frequência de vibração, nos estádios de maturação verde e cereja, respectivamente. Verifica-se que houve diminuição da força aplicada aos frutos, quando se aumentaram a frequência e a amplitude de vibração (Figura 7). Esse comportamento pode ser explicado pela diferença entre as massas dos frutos, pois não houve seleção dos mesmos.

A força aplicada aos frutos foi maior naqueles que se encontravam no estágio de maturação cereja, que no estágio verde (Figura 7). Essa diferença pode ser atribuída ao fato de os frutos cerejas possuírem maior massa que os verdes (Quadro 1).

$$\hat{G} = 0,3799 - 0,00262F - 0,00659A \quad R^2 = 0,71 \quad (9)$$

$$\hat{G} = 0,5766 - 0,00867F - 0,00685A \quad R^2 = 0,72 \quad (10)$$

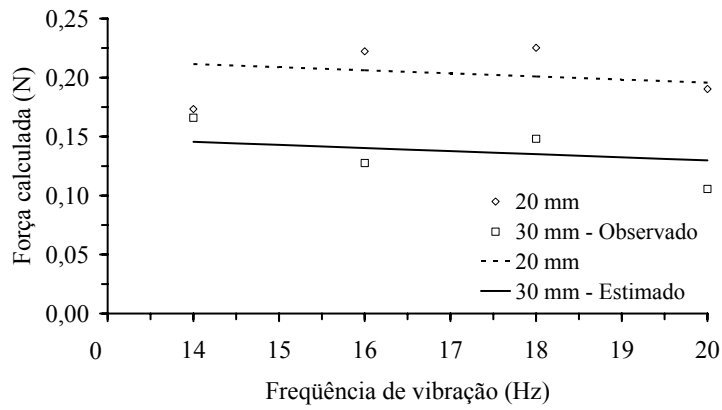
em que,

\hat{G} - estimativa da força aplicada aos frutos, N.

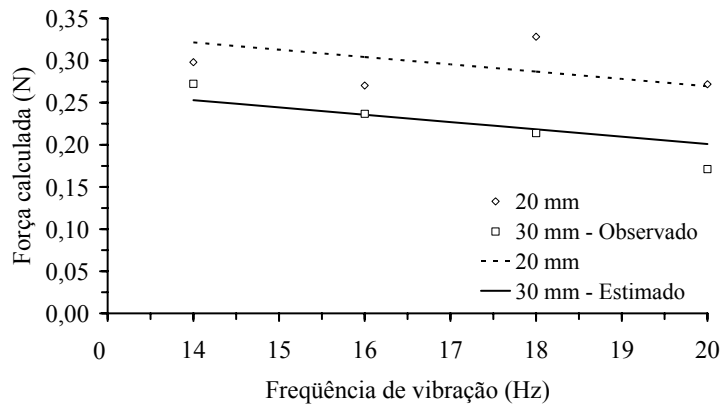
A influência da massa fez com que a força aplicada aos frutos cerejas fosse aproximadamente 32% superior àquela aplicada aos verdes, representando 0,29 e 0,22 N, respectivamente (Figura 7).

O modelo selecionado para estimar o número de ciclos necessário para o desprendimento dos frutos do cafeeiro, nos estádios de maturação verde e cereja, está apresentado na Equação 11. Verifica-se que o modelo selecionado apresentou comportamento linear com relação à amplitude e quadrático com relação à frequência, sendo este último, o parâmetro que mais influenciou o número de ciclos.

O número de ciclos necessários para o desprendimento dos frutos do cafeeiro diminuiu com o aumento da amplitude e da frequência de vibração (Figura 8), sendo esse fato atribuído à maior energia transmitida ao fruto. Observando os dados de número de ciclos, verifica-se que os menores valores foram de 142 e 113 para as amplitudes de 20 e 30 mm, respectivamente, enquanto a partir 18 Hz de frequência de vibração, obtiveram-se os menores valores.



(a)



(b)

Figura 7 - Força aplicada ao fruto em função da freqüência de vibração, para as respectivas amplitudes de vibração, com frutos no estágio de maturação verde (a) e cereja (b).

$$\hat{n} = 1235,38 - 2,9115A - 111,002F + 2,9744F^2 \quad R^2 = 0,76 \quad (11)$$

em que,

\hat{n} - número de ciclos para o desprendimento dos frutos do cafeeiro.

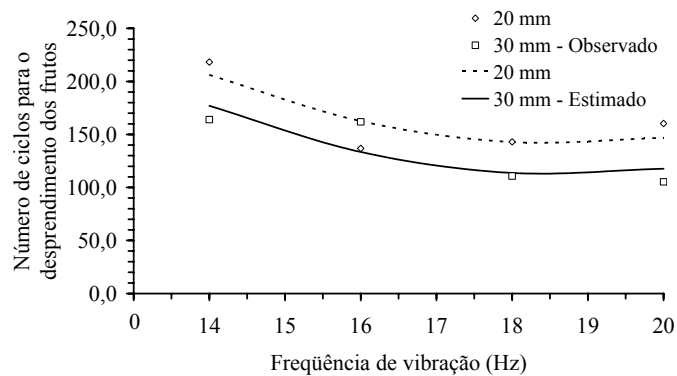


Figura 8 - Número de ciclos necessários para o desprendimento dos frutos de cafeeiros Vermelho.

O número de ciclos não foi influenciado pela posição dos frutos no ramo plagiotrópico e pelo estágio de maturação, conforme pode ser verificado no Quadro 3.

Quadro 3 - Número de ciclos em função do estágio de maturação e da localização dos frutos no ramo plagiotrópico

Estádio de maturação dos frutos	Localização dos frutos no ramo plagiotrópico	
	Próximo à ponta	Próximo ao ramo ortotrópico
Verde	153 Aa	164 Aa
Cereja	134 Aa	147 Aa

Médias seguidas por letras iguais (maiúscula na coluna e minúscula na linha) não diferem entre si pelo teste de Tukey, a 0,05 de probabilidade.

Variedade Catucaí Amarelo

Os frutos nos estádios de maturação verdes, cerejas e passas/secos apresentaram teor médio de água de 64,8; 66,4; e 26,5% b.u., respectivamente. No Quadro 4, são apresentadas as médias dos comprimentos e diâmetros do pedúnculo e das massas dos frutos de cafeeiro desprendidos nos testes.

Quadro 4 - Características do pedúnculo e massas dos frutos em função do estágio de maturação

Estádio de maturação	Comprimento do pedúnculo (mm)	Diâmetro do pedúnculo (mm)	Massa dos frutos (g)
Verde	8,86 a	1,94 a	1,24 a
Cereja	9,55 b	2,01 a	1,67 b
Passas/secos	8,76 a	1,16 b	0,62 c

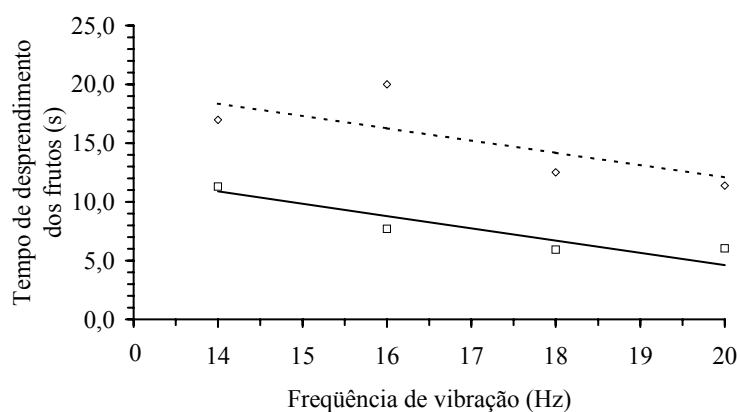
As Equações 12 e 13 apresentam os modelos selecionados para os frutos do cafeeiro nos estádios de maturação verde e cereja, respectivamente. Analisando os coeficientes dos parâmetros amplitude e frequência de vibração, verifica-se que os

maiores valores foram obtidos no estágio de maturação verde, mostrando que o tempo de desprendimento dos frutos nesse estágio é maior que no estágio cereja.

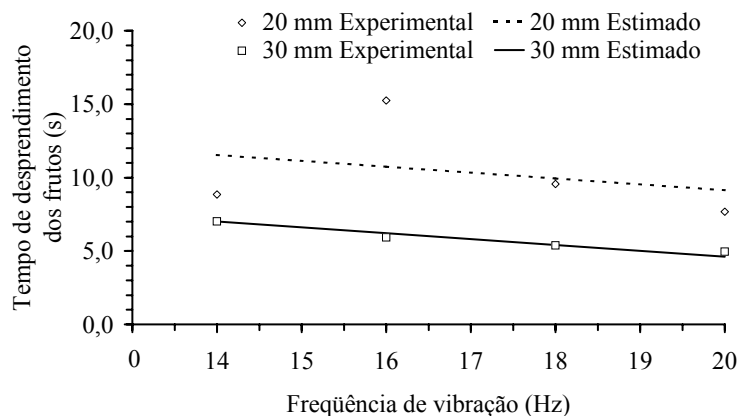
$$\hat{Y} = 47,937 - 0,7469A - 1,046F \quad R^2 = 0,87 \quad (12)$$

$$\hat{Y} = 26,171 - 0,4525A - 0,399F \quad R^2 = 0,61 \quad (13)$$

Na Figura 9, são apresentados os cortes feitos nos modelos de superfície de resposta ajustados, relativos ao tempo de desprendimento dos frutos, para o estágio de maturação verde e cereja, em função da amplitude e frequência de vibração. O tempo de desprendimento dos frutos do cafeeiro diminuiu com o aumento da amplitude e da frequência de vibração. Da mesma forma que para a variedade Catuaí Vermelho, esse comportamento era esperado, pois quanto maior a frequência e a amplitude de vibração mais energia é transmitida aos frutos.



(a)



(b)

Figura 9 - Estimativa do tempo de desprendimento de frutos do cafeeiro, nos estádios de maturação verde (a) e cereja (b), em função da frequência de vibração, para as respectivas amplitudes.

Observando os valores de tempo de desprendimento estimado para os frutos do cafeeiro no estágio de maturação verde, verifica-se que os menores valores foram de 12,1 e 4,6 segundos, para as amplitudes de 20 e 30 mm, respectivamente, enquanto no estágio de maturação cereja, os menores valores foram 9,1 e 4,6 segundos (Figura 9).

Analisando os dados de tempo de desprendimento em função da posição dos frutos no ramo plagiotrópico, verificou-se que não houve diferença entre seus valores, sendo que os frutos que se encontravam próximos à ponta do ramo plagiotrópico apresentaram tempo médio de 9,7 s e aqueles próximos à base do ramo tempo de 9,8 s.

Quando se avaliou o tempo de desprendimento em função do estágio de maturação, nas frequências de 14,0 e 16,0 Hz, verificou-se que houve influência da amplitude dentro de cada estágio, sendo que na amplitude de 20 mm, os frutos passas/secos apresentaram menor tempo de desprendimento, enquanto na amplitude de 30 mm foram os frutos cereja que proporcionaram menor tempo. Por outro lado, analisando as amplitudes dentro de cada estágio de maturação, observou-se que nos estádios verde e cereja, a amplitude de 30 mm apresentou menores valores, não tendo havido influência no estágio passas/secos (Quadro 5).

Quadro 5 - Médias do tempo de desprendimento (s) em função do estágio de maturação dos frutos do cafeeiro e da amplitude de vibração

Amplitudes (mm)	Estádio de maturação		
	Verde	Cereja	Passas/secos
20	18,49 Aa	12,06 Ab	8,99 Ac
30	9,50 Ba	6,47 Bb	8,73 Aa

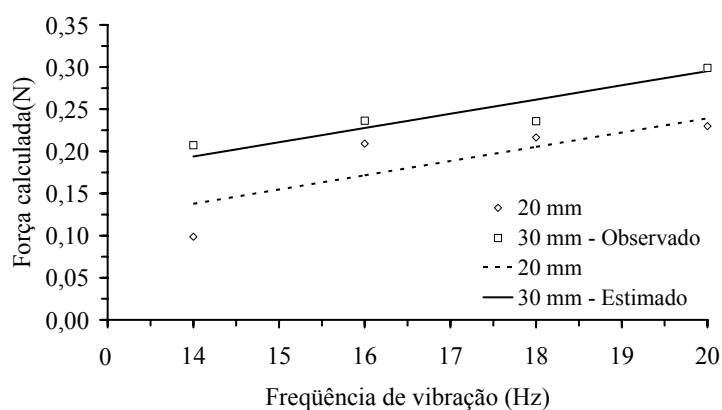
Médias seguidas por letras (maiúscula na coluna e minúscula na linha) iguais não diferem entre si pelo teste de Tukey, a 0,05 de probabilidade.

Os modelos apresentados nas Equações 14 e 15 foram ajustados para as forças aplicadas aos frutos em função da amplitude e frequência de vibração, nos estádios de maturação verde e cereja, respectivamente. Verificou-se aumento da força aplicada aos frutos quando se aumentaram os parâmetros de vibração, sendo que quando os frutos se encontravam no estágio de maturação cereja apresentaram, em média, valores de força aproximadamente 52% superiores àqueles do estágio verde (Figura 10). De maneira geral, foram aplicados aos frutos verdes, 0,17 N e nos cerejas, 0,26 N.

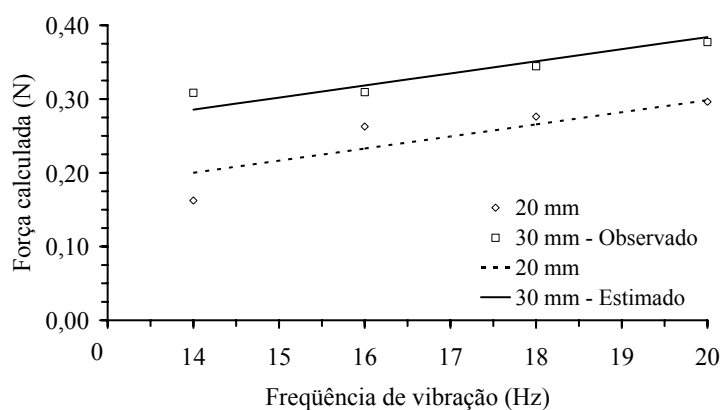
$$\hat{G} = -8,3274 + 0,6674F + 2,2147A \quad R^2 = 0,81 \quad (14)$$

$$\hat{G} = -7,9225 + 0,6480F + 3,3784A \quad R^2 = 0,89 \quad (15)$$

Nas Equações 16 e 17, são apresentados os modelos ajustados para o número de ciclos necessários para o desprendimento dos frutos do cafeeiro, em função da frequência de vibração, para as amplitudes de 20 e 30 mm, respectivamente. Analisando o comportamento dos dados para a amplitude de vibração de 20 mm, observa-se que o aumento da frequência proporcionou diminuição no número de ciclos para o desprendimento dos frutos, enquanto na amplitude de 30 mm, não se verificou influência da frequência (Figura 11).



(a)



(b)

Figura 10 - Estimativa da força aplicada ao fruto em função da frequência de vibração, para as respectivas amplitudes de vibração, com frutos no estágio de maturação verde (a) e cereja (b).

$$\hat{n} = -7812,65 - 483,045F + 3946,78\sqrt{F} \quad R^2 = 0,58 \quad (16)$$

$$\bar{n} = 112,3 \quad (17)$$

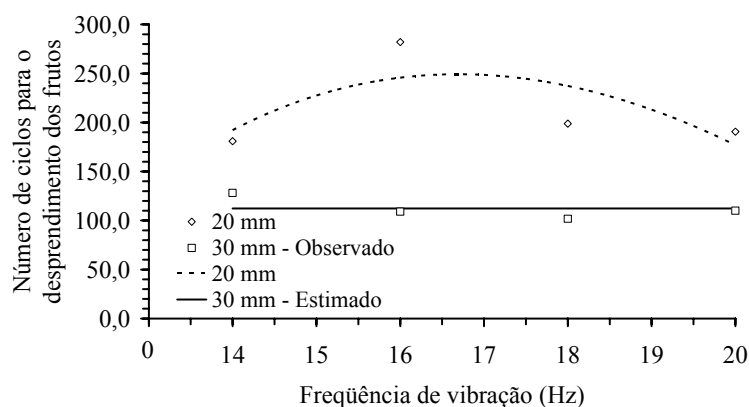


Figura 11 - Número de ciclos necessários para o desprendimento dos frutos de cafeeiros em função da frequência de vibração, para as respectivas amplitudes.

De maneira geral, a amplitude de vibração de 30 mm apresentou menores valores de número de ciclos que a amplitude de 20 mm, sendo que no estágio de maturação cereja, verificaram-se menores valores que no estágio verde, exceto para a amplitude de 30 mm, em que não houve influência do estágio de maturação (Quadro 6).

Quadro 6 - Médias do número de ciclos necessários para o desprendimento dos frutos do cafeeiro em função do estágio de maturação e da amplitude de vibração

Amplitude (mm)	Estádio de maturação	
	Verde	Cereja
20	252,6 Aa	173,5 Ba
30	127,4 Ab	97,22 Ab

Médias seguidas por letras (maiúscula na linha e minúscula na coluna) iguais não diferem entre si pelo teste de Tukey, a 0,05 de probabilidade.

Comparação entre variedades

Observando os dados de tempo de desprendimento em função da amplitude de vibração e da variedade do cafeeiro, independentemente do estágio de maturação, verifica-se na amplitude de 20 mm que a variedade Catuaí Vermelho apresentou menor valor, enquanto na amplitude de 30 mm foi a variedade Catucaí Amarelo. A amplitude de 30 mm apresentou menores valores de tempo de desprendimento para as duas variedades (Quadro 7).

Quadro 7 - Médias do tempo de desprendimento (s) em função da amplitude de vibração e da variedade do cafeeiro

Amplitudes (mm)	Variedades	
	Catuaí	Catuaí
20	10,03 Aa	12,78 Ba
30	8,31 Ab	6,78 Bb

Médias seguidas por letras (maiúscula na linha e minúscula na coluna) iguais não diferem entre si pelo teste de Tukey, a 0,05 de probabilidade.

No Quadro 8, são apresentados os dados de tempo de desprendimento dos frutos em função da frequência de vibração e da variedade do cafeeiro, independentemente do estágio de maturação. As frequências de vibração de 18 e 20 Hz proporcionaram os menores tempos de desprendimento dentro das variedades Catuaí Vermelho e Catuaí Amarelo.

Quadro 8 - Médias do tempo de desprendimento (s) dos frutos em função da frequência de vibração e da variedade do cafeeiro

Variedades	Frequência de vibração (Hz)			
	14	16	18	20
Catuaí	13,65 Aa	9,34 Ba	7,05 BCa	6,64 Ca
Catuaí	11,04 Ab	12,22 Ab	8,35 Ba	7,51 Ba

Médias seguidas por letras (maiúscula na linha e minúscula na coluna) iguais não diferem entre si pelo teste de Tukey, a 0,05 de probabilidade.

Analisando os dados de tempo de desprendimento dos frutos de café em função do estágio de maturação, verifica-se que no estágio verde não houve diferença entre as duas variedades, enquanto no estágio cereja, a variedade Catuaí apresentou menor valor. Dentro da variedade Catuaí Vermelho, o estágio de maturação verde apresentou menor valor de tempo de desprendimento, não tendo havido diferença entre os estádios verde e cereja da variedade Catuaí Amarelo (Quadro 9).

Analisando os dados de tempo de desprendimento em função da localização dos frutos no ramo plagiotrópico, verificou-se que não houve diferença entre seus valores (Quadro 10).

Quadro 9 - Médias do tempo de desprendimento (s) em função do estágio de maturação e variedade do cafeeiro

Estádio de maturação	Variedades	
	Catuaí	Catucaí
Verde	9,74 Aa	8,60 Aa
Cereja	11,48 Ab	8,08 Ba

Médias seguidas por letras (maiúscula na linha e minúscula na coluna) iguais não diferem entre si pelo teste de Tukey, a 0,05 de probabilidade.

Isso é um indicativo de que, independentemente da variedade do cafeeiro, as máquinas de derriça devem ser capazes de aplicar energia com mesma intensidade ao longo do ramo plagiotrópico, visando a queda dos frutos em tempo semelhante. Este fato pode melhorar a segurança da integridade do cafeeiro, pois não há necessidade de aplicação de vibração por tempo prolongado ou mudança do ponto de aplicação da mesma ao longo do ramo plagiotrópico. Ressalte-se que pode haver amortecimento devido ao comprimento do ramo plagiotrópico e ao efeito de frenagem provocado pelas folhas e possíveis choques com outros ramos.

Quadro 10 - Médias do tempo de desprendimento (s) em função da localização dos frutos no ramo plagiotrópico e variedade do cafeeiro

Localização dos frutos no ramo plagiotrópico	Variedades	
	Catuaí	Catucaí
Próximo à ponta	8,88 Aa	9,74 Aa
Próximo ao ramo ortotrópico	9,46 Aa	9,82 Aa

Médias seguidas por letras (maiúscula na linha e minúscula na coluna) iguais não diferem entre si pelo teste de Tukey, a 0,05 de probabilidade.

De maneira geral, a variedade Catuaí Vermelho apresentou tempo médio de desprendimento de 9,17 s, enquanto a variedade Catucaí Amarelo apresentou 9,78 s.

A influência significativa do estágio de maturação sobre o tempo de desprendimento indica que o tempo de aplicação da vibração é um parâmetro que deve ser considerado no processo de colheita de café, visando a seleção dos frutos.

As maiores amplitudes de vibração tendem a apresentar valores de tempo de desprendimento semelhantes (Figuras 6 e 9), independentemente do estágio de

maturação dos frutos, o que mostra que se poderia dar preferências às baixas amplitudes, quando o objetivo é a melhoria na seleção dos frutos.

Analisando a força aplicada aos frutos durante à vibração, verificou-se que a variedade Catuaí Vermelho apresentou menores valores que a variedade Catuaí Amarelo, equivalendo a 0,21 e 0,25 N, respectivamente (Quadro 11). Esse fato pode estar associado à diferença entre as massas dos frutos, pois a variedade Catuaí Amarelo apresentou maiores valores que a variedade Catuaí Vermelho (Quadros 1 e 3).

De maneira geral, os valores de força aplicada aos frutos variaram de 0,0 a 0,88 N e de 0,0 a 0,89 N para as variedades Catuaí Amarelo e Catuaí Vermelho, respectivamente. Esses valores mostram o efeito do número de ciclos para o desprendimento, pois as forças aplicadas aos frutos são inferiores aos intervalos de força para o desprendimento dos frutos, obtidos por RODRÍGUEZ et al. (1988), PORTO (1996) e SAMPAIO (2000), que variaram de 2,3 a 28 N de resistência do pedúnculo do fruto à tração.

Quadro 11 - Médias da força aplicada aos frutos em função da variedade do cafeeiro

Variedade do cafeeiro	Força (N)
Catuaí Vermelho	0,21 a
Catuaí Amarelo	0,25 b

Médias seguidas por letras iguais não diferem entre si pelo teste de Tukey, a 0,05 de probabilidade.

Comparando os números de ciclos para o desprendimento dos frutos de cafeeiros Catuaí Amarelo e Catuaí Vermelho, verifica-se que houve diferença entre seus valores para a amplitude de 20 mm, enquanto na de 30 mm não se observou diferença (Quadro 12). Analisando a amplitude dentro de cada variedade, observou-se que em cafeeiros Catuaí Amarelo, a amplitude de 30 mm apresentou menores valores de número de ciclos, não havendo diferença para a variedade Catuaí Vermelho.

Quadro 12 - Médias do número de ciclos necessários para o desprendimento dos frutos em função da variedade do cafeeiro e da amplitude de vibração

Amplitude (mm)	Variedade do cafeeiro	
	Catuai Amarelo	Catuai Vermelho
20	213,1 Aa	164,6 Ba
30	112,3 Ab	135,5 Aa

Médias seguidas por letras (maiúscula na linha e minúscula na coluna) iguais não diferem entre si pelo teste de Tukey a 0,05 de probabilidade.

CONCLUSÕES

1. Amplitude de vibração de 30 mm e frequências de vibração de 20 Hz apresentaram menores tempo e número de ciclos para o desprendimento dos frutos do cafeeiro.
2. Os frutos no estágio de maturação passas/secos demandam menos tempo para serem derriçados que os verdes e cerejas.
3. A localização dos frutos no ramo plagiotrópico não influenciou o tempo e o número de ciclos necessário ao desprendimento.
4. Os parâmetros de vibração e o estágio de maturação apresentaram tempos de desprendimento distintos dentre as variedades, tendo a variedade Catuai Vermelho apresentado os menores valores.

AGRADECIMENTOS

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq), pela bolsa de estudo concedida.

Ao Programa Nacional de Pesquisa e Desenvolvimento do Café (PNP&D Café) e ao CNPq, pelo suporte financeiro.

LITERATURA CITADA

- ARISTIZÁBAL-TORRES, I.D.; OLIVEROS-TASCÓN, C.E.; SANZ-URIBE, J.R. MONTROYA-RESTREPO, E.C.; ALVAREZ-MEJÍA, F. Cosecha mecánica de café aplicando vibraciones circulares al tallo del cafeto. **Cenicafé**, Chinchiná, v.51, n.1, p.41-53. 2000.
- CARVALHO, L.T.; QUEIROZ, D.M.; TEIXEIRA, M.M.; FERNANDES, H.C. Desenvolvimento de uma derriçadora portátil para colheita de café. In: Simpósio de Pesquisa dos Cafés do Brasil, 1, 2000, Poços de Caldas, MG. **Resumos Expandidos...** Brasília, DF: Embrapa Café; Belo Horizonte: Minasplan, 2000, v.2, p.1109-1113.

- GOERING, C.E.; STONE, M.L.; SMITH, D.W.; TURNQUIST, P.K. **Off-road vehicle engineering principles**. St. Joseph:ASAE Publication, 2003, 474p.
- LLANES, O.; MARTINEZ, A.; LEYVA, L.; MORALES, A. Determinación de las propiedades físico-mecánicas de los frutos de toronja Marsh. **Revista Electrónica SIAMA**, n.1, año 2, 2000. (<http://www.agr.ucv.ve/siama/revista/articulo02.htm>)
- MATIELLO, J.B.; PINTO, J.F. Comparativo de rendimento em diversos processos de colheita manual de café. In: Congresso Brasileiro de Pesquisas Cafeeiras, 24, 1998, Poços de Caldas, MG. **Anais...** Poços de Caldas, MG, p.13-4, 1998.
- MATIELLO, J.B.; SANTINATO, R.; GARCIA, A.W.R.; ALMEIDA, S.R.; FERNANDES, D.R. **Cultura de café no Brasil: Novo manual de recomendações**. Rio de Janeiro: MAPA/PROCAFÉ, 2002, 387p.
- NOGUEIRA, V.S.; HASHIZUME, H.; SILVA, J.B.S., CARNEIRO FILHO, F.; MATIELLO, J.B. Estudos de colheita de café com derriçadeiras vibratórias portáteis. In: Congresso Brasileiro de Pesquisas Cafeeiras, 3, 1975, Curitiba, **Resumos...** Rio de Janeiro: IBC, 1975, p.239-242.
- ORTIZ-CAÑAVATE, J. Cosecha mecanizada de fruta por el metodo de vibraciones forzadas. **Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias**, Habana, v.6, n.1, p.76-84, 1996.
- PORTO, F.S.A. **Desenvolvimento de uma colhedora portátil de café por sucção aerodinâmica**. Guaratinguetá, SP: UNESP, 1996. 97p. (Dissertação de Mestrado - Universidade Estadual Paulista - Campus de Guaratinguetá)
- RIBEIRO JÚNIOR, J.I. **Análises estatísticas no SAEG**. Viçosa: Editora UFV, 2001. 301p.
- RODRÍGUEZ, A.M.; MILÁN, H.C.; GUERRA, O.L. Cálculo de vibradores multidireccionales para la cosecha mecanizada de frutas. **Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias**, Habana, v.4, n.1, p.44-48, 1994.
- RODRÍGUEZ, A.M.; TORRES, R.V.; RODRÍGUEZ, M.E.M.; GONZÁLEZ, R.A.; FONTA, A.M. **Reporte de investigaciones sobre la cosecha mecanizada del café**. La Habana, Cuba: CEMA-ISCAH, 1988. 89p.
- SAMPAIO, C.P. **Determinação da força requerida para o desprendimento de frutos de café em diferentes estádios de maturação**. Viçosa: UFV, 2000. 36p. (Dissertação de Mestrado - Universidade Federal de Viçosa)
- SILVA, F.M.; SALVADOR, N.; BARBOSA, R.R.; ABREU, E.M. Desempenho da operação mecanizada de derriça do café. **Revista Engenharia na Agricultura**, Viçosa, v.6, n.2, p.74-80, 1998.
- SILVA, R.P.; FERNANDES, A.L.T.; DRUMOND, L.C.; FONTANA, G.; SILVA, F.H. Danos mecânicos na colheita manual e mecanizada de café na região de Carmo do Paranaíba – MG. In: Congresso Brasileiro de Engenharia Agrícola, 30, 2001. Foz do Iguaçu, PR. **Resumos Expandidos...** CDRom, 2001.
- WANG, J.K.; SHELLENBERGER, F.A. Effects of cumulative damage due to stress cycles on selective harvesting of coffee. **Transaction of the ASAE**, St. Joseph, v.10, n.2, p.252-255, 1967.

DERRIÇA DE FRUTOS DO RAMO PLAGIOTRÓPICO DE CAFEEIROS POR VIBRAÇÃO

RESUMO

Este trabalho teve como objetivo estudar os efeitos da frequência e amplitude de vibração e do comprimento do galho do cafeeiro sobre a derriça dos frutos de café, nos estádios de maturação verde, cereja e passas. Os galhos foram coletados com dois comprimentos (100 e 400 mm). Foram realizados ensaios com três amplitudes de oscilação (11, 22 e 33 mm). Em cada amplitude, foram testadas quatro frequências de oscilação (13,3; 15,0; 18,3 e 20,0 Hz). Os testes foram realizados num intervalo de 10 segundos. As amplitudes de vibração de 22 e 33 mm e as frequências de vibração de 18,3 a 20,0 Hz propiciaram maior eficiência de derriça. Galhos mais longos dificultam o processo de derriça. A derriça de frutos no estágio de maturação cereja e passas é mais fácil de ser realizada que no verde.

Palavras chaves: colheita, derriçadora, eficiência de colheita.

DETACHMENT OF FRUITS OF THE COFFEE BRANCH USING VIBRATION

ABSTRACT

This research aimed to study the effect of the oscillation frequency and amplitude, as well as the effect of the coffee branch length on detachment of coffee cherries, at the maturation stages: green, ripe (red cherries) and over ripe cherries. The coffee branches were collected at two lengths (100 and 400 mm). The tests were accomplished under three oscillation amplitudes (11, 22 and 33 mm). For each oscillation amplitude, four vibration frequencies were tested (13.3, 15.0, 18.3 and 20.0 Hz). The tests were performed at 10 s intervals. Oscillation amplitude of 22 and 33 mm and the vibration frequencies of 18.3 to 20.0 Hz provided higher efficiency in detaching the coffee cherries. The detachment of coffee cherries decreased with the increase in coffee branches length. The detachment of the ripe and over ripe cherries was easier to do than in the green stage.

Key Words: harvesting, beater, harvesting efficiency.

INTRODUÇÃO

A colheita dos frutos de café é mais difícil de ser executada do que a de outros produtos devido à arquitetura da planta, desuniformidade de maturação e teor de umidade elevado. Tradicionalmente, a colheita de café tem sido feita manualmente e é um trabalho pesado bastante desgastante. Além disso, a escassez de mão-de-obra para a colheita tem sido um dos maiores problemas enfrentados pelos cafeicultores. Assim, torna-se necessário o desenvolvimento de sistemas de colheita mecânica ou sistemas de colheita mistos para solucionar os problemas relacionados à colheita de café.

Segundo MATIELLO & PINTO (1998), em plantios adensados de pequenas propriedades, principalmente em áreas montanhosas, a operação de colheita só pode ser feita manualmente, sendo que nos últimos anos vêm sendo introduzidos equipamentos derriçadores portáteis (SILVA et al., 1998). Estas máquinas são apropriadas para pequenos e médios produtores de café e para regiões de declividade superior a 10%.

O aspecto qualitativo, segundo FILGUEIRAS (2000), é o principal problema enfrentado pela cafeicultura brasileira. O café é um dos poucos produtos agrícolas cujo preço baseia-se em parâmetros qualitativos, variando significativamente o valor de acordo com a qualidade. Devido à perda de qualidade durante os tratamentos culturais, colheita, pré-processamento e beneficiamento, o produto pode sofrer diferentes reduções de preço. As perdas financeiras provenientes de um mal preparo do café podem variar de 10 a 20% quanto ao aspecto do produto, até 40% em função da bebida, e até 60% para o café de mal aspecto e bebida ruim.

A partir da década de 80, iniciou-se a comercialização de máquinas para colheita de café. Enquanto para as áreas planas e áreas de reduzida declividade existem máquinas para a colheita mecanizada, para áreas de elevada declividade não há disponibilidade de máquinas capazes de executar a colheita de forma eficiente. Para obtenção de uma colheita seletiva de frutos, têm sido utilizadas máquinas cujo princípio de funcionamento baseia-se na vibração, onde as frequências naturais devem ser determinadas como pré-requisito para obtenção de frequências de vibração forçadas mais adequadas ao desprendimento dos frutos.

A vibração e, ou impacto têm-se revelado como um método eficiente de colheita de diversos produtos agrícolas. As colhedoras de café, desenvolvidas para áreas planas e áreas de reduzida declividade, utilizam este princípio de colheita. Para áreas de elevada declividade, a solução para a colheita parece estar, também, na utilização de vibração. Para o desenvolvimento dessas máquinas, é necessário primeiramente conhecer as propriedades mecânicas da madeira e a geometria do cafeeiro com detalhes (CIRO et

al., 1998; ARISTIZÁBAL-TORRES et al., 2000; RIBES et al., 2001). A partir daí, modelos matemáticos podem ser implementados em computador para simular a dinâmica da planta e utilizar esta ferramenta no dimensionamento das máquinas de colheita (PARCHOMCHUK & COOKE, 1971; YUNG & FRIDLEY, 1974; CIRO, 2001).

As características de vibração de um galho de árvore, produzidas pela excitação com forças de inércia, foram determinadas e analisadas por ADRIAN et al. (1965). A aceleração e a amplitude de vibração foram determinadas em cinco diferentes posições, ao longo do galho, para três posições do vibrador. Os resultados mostraram que quando se atingiu a ressonância houve um grande aumento na amplitude de vibração, com a maior amplitude ocorrendo na extremidade do galho. Aumentando-se a frequência acima da condição de ressonância, resultou uma redução geral na amplitude e um aumento linear na aceleração. Quando o vibrador foi localizado perto da extremidade fixa do galho, ocorreu a necessidade de até quatro vezes mais potência e nove vezes mais força para produzir a vibração. Uma análise da aceleração desenvolvida por unidade de potência e força, para diferentes posições do vibrador, indica possibilidades para otimização do processo.

As derriçadoras portáteis existentes no mercado ainda apresentam condições para a melhoria de seus desempenhos. Ensaio realizados têm demonstrado que a capacidade de derriça dessas máquinas não chega a três vezes a capacidade da derriça manual (CARVALHO et al., 2000). Como essas derriçadoras requerem serviços de repasse, de recolhimento e de abanação geralmente conduzidos manualmente, a redução da mão-de-obra total usada nas operações de colheita é pequena. Portanto, torna-se necessária a realização de estudos no sentido de aumentar a capacidade de derriça das derriçadoras portáteis de modo a torná-las mais viáveis técnica e economicamente.

Este trabalho teve como objetivo estudar os efeitos da frequência e amplitude de vibração e do comprimento do galho do cafeeiro sobre a derriça dos frutos de café, nos estádios de maturação verde, cereja e passas.

MATERIAL E MÉTODOS

O trabalho foi desenvolvido no Laboratório de Mecanização Agrícola do Departamento de Engenharia Agrícola da Universidade Federal de Viçosa. Os galhos de café utilizados nos testes foram obtidos na Fazenda Santo Antônio, localizada no município de Araponga, MG.

Uma máquina foi desenvolvida para a realização de ensaios de vibração, a fim de estudar o processo de derriça dos frutos do cafeeiro. O acionamento da máquina foi feito por um motor elétrico de 0,735 kW de potência. Um inversor de frequência foi acoplado ao sistema, visando à variação de velocidade angular do motor elétrico. Um sistema biela-manivela, com raio da manivela variável, foi utilizado para produzir diferentes amplitudes de vibração. Na Figura 1, é apresentada uma vista da máquina de testes desenvolvida.



Figura 1 - Máquina construída para realização dos testes de vibração para derriça dos frutos do cafeeiro.

Para realização dos testes de derriça, utilizou-se café da variedade Catuaí. Foram coletados galhos de plantas no campo, com comprimento de 100 e 400 mm, contendo frutos verdes, cerejas e passas. Foram realizados ensaios com três amplitudes de oscilação, isto é, 11, 22 e 33 mm. Para cada amplitude foram testadas quatro frequências de oscilação, ou seja, 13,3; 15,0; 18,3 e 20,0 Hz. Os testes foram realizados, submetendo-se os galhos à vibração por 10 segundos. Na Figura 2, são apresentadas

condições em que se realizaram os testes, sendo mostrado um galho de cafeeiro de 400 mm de comprimento, preso à máquina antes (A) e depois (B) da derriça.



(A)



(B)

Figura 2 - Galho de cafeeiro com 400 mm de comprimento, preso à máquina antes (A) e depois (B) da derriça.

Montou-se um experimento no esquema de parcelas subdivididas, em que as parcelas constituíam as amplitudes, enquanto as subparcelas constituíram as freqüências de vibração e o comprimento do galho de café, segundo o delineamento inteiramente casualizado, com quatro repetições. Os dados de derriça foram submetidos à análise de variância e de metodologia de superfície de resposta, sendo o modelo escolhido com base na significância dos coeficientes de regressão, utilizando-se o teste t a 0,1% de probabilidade e o coeficiente de determinação. Nas análises dos dados das propriedades físicas dos frutos e dos pedúnculos, utilizou-se o teste de Tukey a 5% de probabilidade. A análise estatística dos dados foi realizada, utilizando-se o programa computacional SAEG (RIBEIRO JÚNIOR, 2001), versão 8.

Nos testes, foram determinados o diâmetro médio do galho, o comprimento e diâmetro do pedúnculo, o número de frutos verdes, cerejas e passas derriçados, a massa dos frutos e seus respectivos volumes.

As medidas do diâmetro do galho, do comprimento e diâmetro do pedúnculo e dos três maiores eixos dos frutos de café foram feitas, utilizando-se um micrômetro Marca Mitutoyo com resolução de 0,01 mm.

Utilizando a razão entre a massa média e o volume médio dos frutos de café, determinou-se a massa específica, em cada teste. O volume dos frutos de café foi obtido por meio dos valores dos três maiores eixos (a, b e c - Figura 3). Na determinação do volume dos frutos de café assumiu-se que eles apresentam forma de um elipsóide (Figura 3). Os volumes (V) dos frutos de café foram calculados, utilizando-se a fórmula do volume de um elipsóide de semi-eixos (SPIEGEL, 1973), conforme Equação 1.

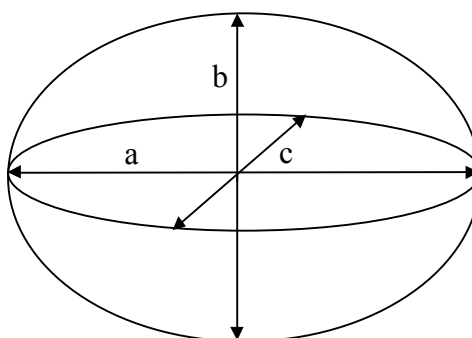


Figura 3 - Geometria do elipsóide.

$$V = \frac{\pi}{6} abc \quad (1)$$

A eficiência de derriça foi determinada com base na razão entre o número de frutos de café derriçados e o número de frutos presentes no galho antes da derriça, conforme a seguinte equação.

$$\eta = 100 \left(\frac{n_v + n_c + n_p}{n_i} \right) \quad (2)$$

em que,

η - eficiência de derriça, %;

n_v - número de frutos verdes derriçados;

n_c - número de frutos cereja derriçados;

n_p - número de frutos passas derriçados;

n_i - número de frutos presentes no galho antes da derriça.

Para determinação do teor de umidade dos frutos do cafeeiro derriçados, utilizou-se o método padrão de estufa a $103 \pm 2^\circ\text{C}$ por 48 horas, com quatro repetições.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os frutos verdes apresentaram um teor médio de umidade de 67,2% b.u., os cerejas 64,4% b.u., e os passas 37,4% b.u.

No Quadro 1 são apresentados os valores médios de diâmetro e comprimento do pedúnculo, da massa específica dos frutos de café e do comprimento do galho e amplitude de vibração. A parcela com amplitude de 33 mm apresentou os maiores valores para diâmetro do pedúnculo, não havendo diferença entre as outras amplitudes. O maior valor do comprimento do pedúnculo e da massa específica dos frutos foram observados na parcela de 22 mm, não havendo diferença entre as outras amplitudes. Devido a diferença entre as parcelas quanto aos valores desses parâmetros, pode ocorrer maior exigência de energia para desprendimento dos frutos de café do galho ao qual estão vinculados. Segundo CIRO (2001), a frequência natural do sistema pedúnculo-fruto depende das propriedades físico-mecânicas do galho do cafeeiro, embora a derriça dos frutos seja uma função direta de parâmetros de vibração, como frequência, amplitude e tempo de vibração, e não somente da frequência natural. Na subparcela referente ao comprimento do galho, não houve diferença entre as médias de diâmetro e comprimento do pedúnculo, bem como entre aquelas da massa específica dos frutos de café.

Para estudar os efeitos da amplitude e frequência de vibração e do comprimento do galho sobre a derriça de frutos de café, foram feitas análises dos dados conforme metodologia de superfície de resposta, a uma probabilidade de 0,1%, pelo teste t. A Equação 3 apresenta o modelo selecionado. Com o incremento de uma unidade nos valores dos parâmetros estudados, observa-se que o parâmetro frequência foi o que mais influenciou a eficiência de derriça dos frutos de café, seguindo-se a amplitude de vibração, enquanto o comprimento do galho proporcionou comportamento decrescente da derriça.

Quadro 1 - Diâmetro e comprimento médio do pedúnculo, massa específica média dos frutos de café, diâmetro dos galhos, comprimento do galho e amplitude de vibração

Comprimento do galho (mm)	Amplitude de vibração (mm)		
	11	22	33
Diâmetro do pedúnculo (mm)			
100	1,36a*	1,27a	1,50b
400	1,41a	1,45a	1,72b
Comprimento do pedúnculo (mm)			
100	4,56a	5,25b	4,11a
400	4,05a	6,07b	4,76a
Massa específica (g cm ⁻³)			
100	1,26a	1,35b	1,22a
400	1,19a	1,44b	1,24a
Diâmetro do galho (mm)			
100	4,30a	4,03a	3,84a
400	4,53a	4,15a	4,16a

*Letras iguais indicam que as médias não diferem significativamente pelo teste de Tukey a 5% de probabilidade.

$$\hat{\eta} = -116,186 + 2,359A + 7,359F - 0,05131C \quad R^2 = 0,78 \quad (3)$$

em que,

$\hat{\eta}$ - eficiência de derriça estimada, %;

F - frequência de vibração, Hz;

A - amplitude de vibração, mm;

C - comprimento do galho do cafeeiro, mm.

Na Figura 4, são apresentados os cortes feitos no modelo de superfície de resposta ajustado, relativos à eficiência de derriça dos frutos de café para galhos com 100 mm de comprimento em função da frequência e amplitude de vibração. Verifica-se que o uso da amplitude de 11 mm resultou em baixa eficiência de derriça. Os melhores resultados de eficiência de derriça foram obtidos com uma amplitude de vibração de 33 mm e com a frequência de vibração entre 16,7 e 20,0 Hz.

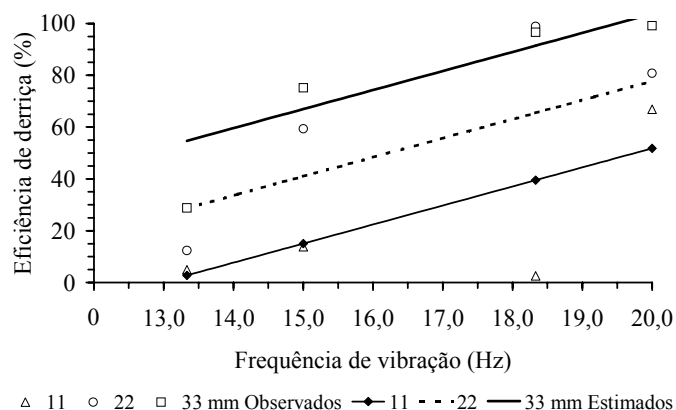


Figura 4 - Eficiência de derriça dos frutos de café em função da frequência de vibração do galho com 100 mm de comprimento, para as respectivas amplitudes.

Na Figura 5, são apresentados os resultados relativos à eficiência de derriça dos frutos de café, para galhos com 400 mm de comprimento, em função da frequência e da amplitude de vibração, conforme cortes feitos no modelo de superfície de resposta ajustado. Embora apenas o uso de amplitude de 33 mm resultou em eficiência de derriça satisfatória, as eficiências de derriça foram inferiores às obtidas com galhos de 100 mm de comprimento.

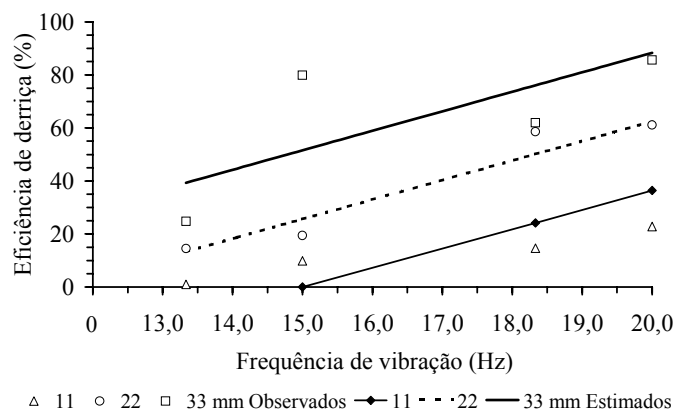


Figura 5 - Eficiência de derriça dos frutos de café em função da frequência de vibração do galho com 400 mm de comprimento, para as respectivas amplitudes.

O comportamento crescente da eficiência de derriça, quando a frequência e a amplitude foram aumentadas, pode ser atribuído ao fato de que quanto maior o valor dessas grandezas maior é a energia transmitida ao fruto. Por outro lado, o aumento do comprimento do galho proporcionou diminuição do valor da eficiência de derriça, pois, quanto mais longo o galho maior é o efeito de amortecimento do movimento do sistema pedúnculo-fruto.

No Quadro 2, são apresentadas as porcentagens de frutos de café derriçados em função do tipo e comprimento do galho e da frequência e amplitude de vibração dos galhos do cafeeiro. Verifica-se que, em média, quando o galho do cafeeiro apresentava comprimento de 100 mm, frequência na faixa de 15 a 18 Hz e amplitude de 11 mm, a porcentagem de frutos verdes derriçados foi maior, enquanto para um comprimento de 400 mm foi a amplitude de 22 mm que apresentou maior valor. Os frutos de café no estágio cereja foram mais derriçados, quando se trabalhou com uma frequência de 18 a 20 Hz e amplitude de 22 mm, independentemente do comprimento do galho. Quando o galho do cafeeiro apresentava comprimento de 100 mm, à frequência na faixa de 13 a 15 Hz e amplitude de 11 mm, a porcentagem de frutos passas derriçados foi maior, enquanto para um comprimento de 400 mm foi a frequência na faixa de 17 a 18 Hz que apresentou maior valor. Esta análise ressalta a dificuldade de uma colheita de café seletiva, visto que há coincidência da frequência e amplitude de vibração para os diferentes estádios de maturação dos frutos.

Em geral, para a faixa de frequência e amplitude de vibração estudadas, 40,64, 40,44 e 18,92% dos frutos de café derriçados apresentavam-se no estágio de maturação cereja, passas e verde, respectivamente.

Quadro 2 - Porcentagem de frutos de café derriçados em função do tipo, comprimento do galho, frequência e amplitude de vibração

F (Hz)	% de verde			% de cereja			% de passas		
	11	22	33	11	22	33	11	22	33 mm
C = 100 mm									
13,3	0,0	25,0	0,0	25,0	46,4	56,0	75,0	28,6	44,0
15,0	30,0	34,4	29,2	18,0	21,4	34,6	52,0	44,3	36,2
18,3	50,0	24,4	25,5	50,0	66,9	52,3	0,0	8,7	22,2
20,0	19,5	14,0	21,8	33,6	55,7	48,7	47,0	30,3	29,5
C = 400 mm									
13,3	0,0	2,1	25,4	0,0	35,4	46,5	100,0	62,5	46,5
15,0	0,0	32,2	10,0	30,0	43,9	45,0	70,0	23,9	45,0
18,3	0,0	13,1	10,1	24,1	73,3	16,9	75,9	13,6	16,9
20,0	16,4	27,8	31,1	41,3	66,2	13,1	42,3	6,1	13,1

Portanto, é necessário que trabalhos sejam realizados no sentido de otimizar os sistemas destinados à colheita do café, enfatizando o desenvolvimento de modelos matemáticos como ferramenta auxiliar no projeto de máquinas derriçadoras. Pode-se dizer que um sistema de separação dos frutos de café das folhas e de material estranho proveniente do campo é adequado para minimizar a queda de qualidade do produto final, uma vez que ainda não existe um sistema eficiente para a colheita seletiva do café.

CONCLUSÕES

1. Amplitudes de vibração de 22 e 33 mm e frequências de vibração de 18 a 20 Hz propiciaram maiores eficiências de derriça dos frutos de café.
2. O comprimento dos galhos afeta o processo de derriça.
3. A derriça de frutos no estágio de maturação cereja e passas é mais facilmente realizada que no estágio verde.

AGRADECIMENTOS

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq), pelas bolsas de estudo e de pesquisa concedidas, e ao Programa Nacional de Pesquisa e Desenvolvimento do Café (PNP&D Café) e ao CNPq pelo suporte financeiro.

LITERATURA CITADA

- ADRIAN, P.A.; FRIDLEY, R.B.; LORENZEN, C. Forced vibration of a tree limb. **Transactions of the ASAE**, St. Joseph, v.8, n.3, p.473- 475, 1965.
- ARISTIZÁBAL-TORRES, I.D.; OLIVEROS-TASCÓN, C.E.; SANZ-URIBE, J.R. MONTOYA-RESTREPO, E.C.; ALVAREZ-MEJÍA, F. Cosecha mecánica de café aplicando vibraciones circulares al tallo del cafeto. **Cenicafé**, Chinchiná, v.51, n.1, p.41-53. 2000.
- CARVALHO, L.T.; QUEIROZ, D.M.; TEIXEIRA, M.M.; FERNANDES, H.C. Desenvolvimento de uma derriçadora portátil para colheita de café. In: Simpósio de Pesquisa dos Cafés do Brasil, 1, 2000, Poços de Caldas, MG. **Resumos Expandidos...** Brasília, DF: Embrapa Café; Belo Horizonte: Minasplan, 2000. v.2. p.1109-1113.
- CIRO, H.J.; OLIVEROS-TASCÓN, C.E.; ALVAREZ-MEJÍA, F.; MONTOYA-RESTREPO, E.C. Respuesta dinamica de la rama del cafeto a la aplicacion de vibraciones unidireccionales. **Cenicafé**, Chinchiná, v.49, n.2, p.151-161. 1998.
- CIRO, H.J. Coffee harvesting I: Determination of the natural frequencies of the fruit stem system in coffee tress. **Applied Engineering in Agriculture**, St. Joseph, v.17, n.4, p.475- 479, 2001.
- FILGUEIRAS, W.H. **Modelagem da planta de café por elementos finitos para estudo de colheita por vibração**. Viçosa, MG: UFV. 2000. 81p. Tese Mestrado
- MATIELLO, J.B.; PINTO, J.F. Comparativo de rendimento em diversos processos de colheita manual de café. In: Congresso Brasileiro de Pesquisas Cafeeiras, 24, 1998, Poços de Caldas, MG. **Anais...** Poços de Caldas, MG. p.13-14, 1998.
- PARCHOMCHUK, P.; COOKE, J.R. **Vibratory Fruit Harvesting: An experimental analysis of Fruit-stem dynamics**. St. Joseph, ASAE. 1971. Paper n. 71-650
- RIBEIRO JÚNIOR, J.I. **Análises estatísticas no SAEG**. Viçosa: Editora UFV, 2001. 301p.

- RIBES, J.G.; ROLDAN, G.B.; VEGA, J.A. **Optimization of the design and use os shaker machines for mechanically harvesting of olive trees in Spain.** St. Joseph, ASAE. 2001. Paper n.01-1096.
- SILVA, F.M.; SALVADOR, N.; BARBOSA, R.R.; ABREU, E.M. Desempenho da operação mecanizada de derriça do café. **Revista Engenharia na Agricultura**, Viçosa, v.6, n.2, p.74-80, 1998.
- SPIEGEL, M.R. **Manual de fórmulas e tabelas matemáticas.** São Paulo, SP: McGraw-Hill do Brasil, 1973. 270p.
- YUNG C.; FRIDLEY, R.B. **Computer Analysis of Fruit Detachment During Tree Shaking.** St. Joseph, ASAE. 1974. Paper n.74-3009

AValiação DO DESEMPENHO DE UMA DERRIÇADORA PORTÁTIL DE FRUTOS DO CAFEIEIRO

RESUMO

Este trabalho avalia o desempenho de uma derriçadora portátil para cafeicultura de montanha durante a colheita de frutos de cafeeiros Catucaí e Catuaí, em diferentes estádios de desenvolvimento. A avaliação do desempenho da derriçadora portátil foi realizada durante a colheita dos frutos do cafeeiro, utilizando-se três operadores, quatro idades e duas variedades do cafeeiro. Foram determinadas as características dos cafeeiros, as curvas características do motor da derriçadora, a capacidade e a eficiência de derriça, o consumo de energia, a desfolha e o nível de ruído emitido pela máquina. O operador apresentou pouca influência no desempenho da máquina. A derriçadora portátil apresentou desempenho satisfatório por apresentar baixa desfolha e número de galhos quebrados, capacidade de derriça regular, baixo consumo específico de energia e elevada eficiência de derriça. O nível de ruído aumentou com o aumento da potência requerida na derriça.

Palavras-chave: cafeicultura de montanha, derriça, dano mecânico, ergonomia.

PERFORMANCE EVALUATION OF A FRUITS PORTABLE HARVESTER IN THE DETACHMENT OF COFFEE PLANTS

ABSTRACT

The portable harvester performance was evaluated for mountain coffee during the detachment of fruits, in different ages of the plants. The performance evaluation of the portable harvester was accomplished with three different operators, four plant ages and two coffee varieties. The coffee plant characteristics, the curve characteristics of the portable harvester engine, the detachment capacity and the efficiency, the specific energy consumption, the mechanical damage and the noise level emitted by the machine was evaluated. The operator presented little influence in the machine performance. The portable harvester presented satisfactory performance for presenting less mechanical damage and number of broken branches, detachment capacity regular, low specific energy consumption and high detachment efficiency. The noise level increased with the increase of the power requirement.

Key-words: mountain coffee, harvesting, mechanical damage, ergonomic.

INTRODUÇÃO

Dentre as etapas da produção do café, a colheita tem se constituído, ultimamente, na operação mais onerosa da cultura, por exigir maiores contingentes de mão-de-obra, representando cerca de 50% de toda mão-de-obra empregada anualmente, podendo atingir até 35% dos custos diretos da produção (MATIELLO et al., 2002).

A colheita do fruto do cafeeiro pode ser feita a dedo, também denominada colheita seletiva, e por derriça (BÁRTHOLO et al., 1989), sendo que essas operações podem ser manuais, semi-mecanizadas e mecanizadas (SILVA et al., 1997). Na colheita seletiva, são colhidos apenas os frutos maduros, enquanto na derriça, cada árvore é colhida de uma única vez, quando os frutos são apanhados simultaneamente em todos os estádios de maturação. Segundo MATIELLO et al. (2002), cerca de 90% das áreas cafeeiras ainda são colhidas manualmente. A derriça é a prática mais usada na colheita de frutos do cafeeiro no Brasil.

A opção brasileira pelo sistema de derriça prende-se à necessidade de baixar os custos de produção, uma vez que a colheita seletiva inviabiliza a cafeicultura, em virtude de seus altos custos, pois nesse sistema a colheita pode ser realizada em até oito etapas durante o período.

Nos últimos anos, têm sido introduzidos equipamentos derriçadores portáteis (SILVA et al., 1998), que são máquinas apropriadas para pequenos e médios produtores de grãos de café e para regiões de declividade superior a 20% (MATIELLO et al., 2002).

As máquinas derriçadoras portáteis existentes no mercado ainda podem ter seu desempenho melhorado. Ensaio realizados têm demonstrado que há possibilidade de melhoria em seu desempenho, podendo-se obter maior capacidade e eficiência de derriça e menor desfolhamento do cafeeiro (CARVALHO et al., 2000). Como essas derriçadoras requerem serviços de recolhimento e abanação, geralmente conduzidos manualmente, a redução da mão-de-obra total usada nas operações de colheita é pequena em relação à totalmente manual. Portanto, torna-se necessária a realização de estudos no sentido de aumentar a capacidade de derriça dessas máquinas, de modo a torná-las mais viáveis técnica e economicamente, principalmente para a realidade da cafeicultura de montanha.

A ação das máquinas de colheita sobre o cafeeiro ocasiona danos como desfolha, quebra e descorticação dos galhos e do tronco (ARISTIZÁBAL-TORRES et al., 1999; ARISTIZÁBAL-TORRES et al., 2000). BARROS et al. (1995), estudando o efeito da colheita realizada por uma derriçadora sobre os danos provocados à planta do

cafeeiro, observaram que a colheita mecânica proporcionou desfolha semelhante a manual, tendo provocado quatro vezes mais ramos quebrados.

Diversos fatores, principalmente os que atuam após a derriça, ocasionam modificações indesejáveis e detrimenais à qualidade do grão de café, alterando sua composição química e provocando mudança no tipo de bebida (PIMENTA, 2001). Por essa razão, máquinas que proporcionam baixo índice de desfolhamento devem ser preferidas, pois além de preservarem a estrutura arbórea da planta, também podem garantir um produto de melhor qualidade, com menor presença de impurezas.

Quando uma máquina proporciona conforto a seu operador, seu desempenho aumenta sensivelmente. Segundo CAÑAVATE (1982), a falta de profissionais preparados para trabalhar na área de projeto e segurança e de normas que estabeleçam limites, constituem os principais problemas da ergonomia em máquinas agrícolas. Assim, é de fundamental importância, conhecer o nível de ruído produzido por máquinas, quando se pretende melhorar as condições de trabalho do profissional envolvido na colheita mecânica. CUNHA et al. (2002) avaliaram os níveis de ruído emitido por três derriçadoras portáteis, concluindo que as derriçadoras avaliadas apresentaram níveis de ruído, junto ao ouvido do operador, acima dos limites estabelecidos pela Norma NB 95, como também acima do limite de 85 dB(A) para 8 horas de exposição diária, estabelecido pela NR-15 (CLT).

Este trabalho teve por objetivos avaliar o desempenho de uma derriçadora portátil durante a colheita de frutos do cafeeiro.

MATERIAL E MÉTODOS

Este trabalho foi realizado no Departamento de Engenharia Agrícola da Universidade Federal de Viçosa e na Fazenda “Nô da Silva”, localizada no município de Cajuri, MG.

O trabalho consistiu na realização de ensaios de campo que permitiram analisar o desempenho da derriçadora portátil, Marca Coima, modelo 450 Mini C (Figura 1). Essa máquina era formada por um motor elétrico, um conjunto de hastes curvilíneas oscilantes, um sistema de engrenagens para a transmissão de potência do motor para as hastes e um sistema de alimentação (Figura 2). Entre a bateria e o motor foi conectado um circuito de proteção, que limitava a intensidade da corrente elétrica que passava pelo motor (Figura 2). No Quadro 1, são apresentadas as características da derriçadora portátil de frutos do cafeeiro utilizada nos testes.



Figura 1 - Derriçadora portátil ensaiada (a) e detalhe das hastes curvilíneas oscilantes (b).



Figura 2 - Sistema de alimentação e circuito de proteção do motor da derriçadora.

Para caracterizar o comportamento do motor elétrico da derriçadora em função de sua rotação, foram determinadas a tensão e a corrente elétrica para vários carregamentos do motor. Utilizou-se um freio Prony para fazer a variação do carregamento do motor elétrico. A rotação do motor foi determinada, utilizando um sensor de pulso conectado a um sistema automático de aquisição de dados, por onde também foram determinadas a tensão e a corrente elétrica. Como o sistema de aquisição de dados não apresentava característica para medição de elevados valores de corrente elétrica, optou-se por inserir uma pequena resistência elétrica no circuito, para determinar a corrente por meio da queda de tensão naquele ponto. O sistema de

aquisição automática de dados utilizado foi um HBM Spider8 e o programa computacional Catman.

Quadro 1 - Características da derriçadora Coima 450 Mini C

Descrição	Valor
Comprimento das hastes oscilantes	110 mm
Diâmetro das hastes oscilantes metálicas	5 mm
Diâmetro das hastes oscilantes emborrachadas	6 mm
Número de hastes oscilantes	11
Massa da derriçadora	1,2 kg
Massa da bateria	5,0 kg
Tensão de alimentação do motor elétrico	12 V
Comprimento da vara de alumínio	0,7 m
Comprimento do cabo espiralado de alimentação	5,5 m
Relação de transmissão entre motor e derriçadora	12:50

Na determinação da potência elétrica produzida pelo motor, utilizou-se a seguinte equação:

$$w = AV \quad (1)$$

em que,

w - potência elétrica no motor, W;

A - corrente elétrica passando pelo sistema, A;

V - tensão entre os pólos da bateria, V.

O torque no motor foi determinado em função da potência elétrica e da rotação do motor, não sendo considerado sua eficiência, conforme a seguinte equação:

$$T = \frac{60w}{2\pi z} \quad (2)$$

em que,

T - torque produzido no motor, Nm;

z - velocidade angular do motor, rpm.

Para caracterizar geometricamente a planta do cafeeiro, foram determinados o diâmetro dos troncos, o comprimento, o número de galhos e seu diâmetro, bem como a altura total do cafeeiro. As medições do diâmetro dos troncos foram realizadas no terço inferior, médio e superior do cafeeiro. Nos dois galhos localizados acima e abaixo dos pontos de leitura do diâmetro do tronco, foram realizadas as medições dos comprimentos, dos diâmetros e dos ângulos. Os cafeeiros caracterizados foram selecionados aleatoriamente, num total de 160 plantas. Utilizaram-se trena e paquímetro marca Mitutoyo, com resolução de 0,05 mm nas medições.

Para avaliar a influência do operador no desempenho da derriçadora, foram realizados testes com três operadores. Cada unidade experimental era composta de três plantas. Foram determinados a capacidade de derriça, a desfolha e a eficiência de derriça.

Para avaliar o desempenho da derriçadora portátil, foram realizados testes com o operador de melhor desempenho, quatro idades e duas variedades de cafeeiro durante a colheita dos frutos do cafeeiro. Foram avaliados a produtividade da lavoura, a capacidade de derriça, a desfolha, o número de galhos quebrados, a eficiência de derriça e de campo, o consumo de energia e o nível de ruído.

Depois da derriça de cinco plantas consecutivas selecionadas ao acaso, foram determinadas a massa de frutos colhidos, a massa de frutos não derriçados que permaneceram na planta, a massa de folhas desprendidas do cafeeiro, o número de galhos quebrados, a corrente e a tensão elétrica do motor da derriçadora. O tempo de derriça dos frutos do cafeeiro foi determinado em cada teste, somando-se o tempo gasto na colheita da parte de baixo e de cima da planta.

A carga pendente das plantas no ato da colheita foi determinada por meio da soma da massa de frutos derriçados e dos não derriçados. A unidade da carga pendente foi expressa em quilograma de frutos por cafeeiro.

A capacidade de derriça foi determinada pela relação entre a massa de frutos derriçados e o tempo gasto durante o processo, conforme se segue:

$$C_d = 60 \frac{m_d}{t_d} \quad (3)$$

em que,

C_d - capacidade de derriça, kg h^{-1} ;

m_d - massa de frutos derriçados, kg;

t_d - tempo de derriça, min.

A eficiência de derriça foi obtida, fazendo-se um levantamento da quantidade de frutos do cafeeiro derriçados pela máquina em relação à quantidade inicial, conforme a seguinte expressão:

$$\xi_d = 100 \frac{m_d}{m_d + m_p} \quad (4)$$

em que,

ξ_d - eficiência de derriça, %;

m_p - massa dos frutos não derriçados, kg.

Para analisar a diferença entre a capacidade de derriça de uma planta e aquela obtida quando o operador trabalha continuamente, foi determinada a eficiência de campo (Equação 5). A eficiência de campo envolveu a perda de tempo na troca de cafeeiro e da bateria, paradas para soltar as hastes oscilantes quando essas estão ligeiramente pressas às ramificações da planta, mudança da posição no pano e da bateria na lavoura e verificação dos ajustes dos parafusos que unem as hastes ao sistema de transmissão de movimento.

$$\xi_c = 100 \frac{C_{de}}{C_t} \quad (5)$$

em que,

ξ_c - eficiência de campo, %;

C_{de} - capacidade de derriça efetiva, kg h^{-1} ;

C_t - capacidade de derriça de uma planta, kg h^{-1} .

Os danos provocados pela derriça mecânica foram quantificados pela massa de folhas caídas e de ramos quebrados durante a derriça em relação à massa de frutos derriçados, conforme se segue:

$$D_f = \frac{m_f}{m_d} \quad (6)$$

em que,

D_f - desfolha provoca ao cafeeiro, g kg^{-1} ;

m_f - massa de folhas e ramos quebrados, g.

Do material derriçado, foram retirados os galhos quebrados pela derriçadora e pelo seu operador, que depois de contados foram expressos em unidade de massa.

Durante os testes, foram medidas a tensão e a corrente do motor elétrico da derriçadora, para determinação da potência elétrica exigida na derriça. Depois de determinada a potência exigida pela derriçadora e conhecido o tempo gasto durante o processo, foi possível determinar o consumo específico de energia da derriçadora durante a colheita, conforme se segue:

$$C_e = \frac{W_d}{C_d} \quad (7)$$

em que,

C_e - consumo específico de energia, 10^{-3} kWh kg⁻¹;

w_d - potência elétrica requerida na derriçada dos frutos do cafeeiro, kW.

Foram feitas avaliações ergonômicas da derriçadora e de seu uso, sendo determinados os níveis de ruído próximo ao ouvido do operador. As análises dos dados foram realizadas, comparando-os com os limites de conforto estabelecidos pela Norma NBR 10152 (ABNT, 1987), que estabelece os níveis máximos de ruído que proporcionam o mínimo de conforto aos ocupantes de um ambiente e com os limites estabelecidos pela portaria nº 3214, de 8 de junho de 1978, publicada como Norma Regulamentadora NR-15 da Consolidação das Leis do Trabalho. O nível de ruído foi determinado por um medidor de pressão sonora (decibelímetro) da marca MINIPA, modelo MSL-1350, no circuito de resposta lenta e de equalização "A".

Um experimento em esquema fatorial foi montado para avaliar o desempenho da derriçadora portátil, sendo as idades, variedades dos cafeeiros e os operadores, os efeitos avaliados, segundo o delineamento inteiramente casualizado, com quatro repetições. Cada repetição foi composta da derriça contínua de cinco plantas consecutivas, selecionadas ao acaso na lavoura.

Os dados obtidos da avaliação da derriçadora foram submetidos à análise de variância e de regressão, sendo os modelos selecionados com base no coeficiente de determinação e na significância dos coeficientes de regressão, utilizando-se o teste t a 0,05 de probabilidade. Para analisar a influência dos operadores e da variedade do cafeeiro sobre o desempenho da máquina, foi realizado o teste de Tukey, a 0,05 de

probabilidade. As análises estatísticas foram realizadas, utilizando-se o programa SAEG (RIBEIRO JÚNIOR, 2001), versão 8.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

O modelo selecionado para explicar o comportamento da potência elétrica do motor da derriçadora em função de sua rotação, está apresentado na Equação 8. A potência elétrica tendeu a diminuir linearmente quando foi aumentada a rotação do motor elétrico que aciona a derriçadora portátil (Figura 3). O maior valor de potência elétrica estimada durante o ensaio do motor foi de 173 W para uma rotação de 4000 rpm no motor da derriçadora, enquanto o menor foi de 15,7 W para a rotação de 15000 rpm.

Não foram obtidos menores valores de rotação do motor pelo fato de o ensaio ter sido realizado com o circuito de proteção conectado ao sistema de alimentação do motor da máquina. Verificou-se que sua utilização limitou a potência do motor no valor obtido na rotação de aproximadamente 4000 rpm, limitando a corrente em aproximadamente 15 A.

$$\hat{w} = 230,21 - 0,0143z \quad R^2 = 0,99 \quad (8)$$

em que,

\hat{w} - potência elétrica estimada, W.

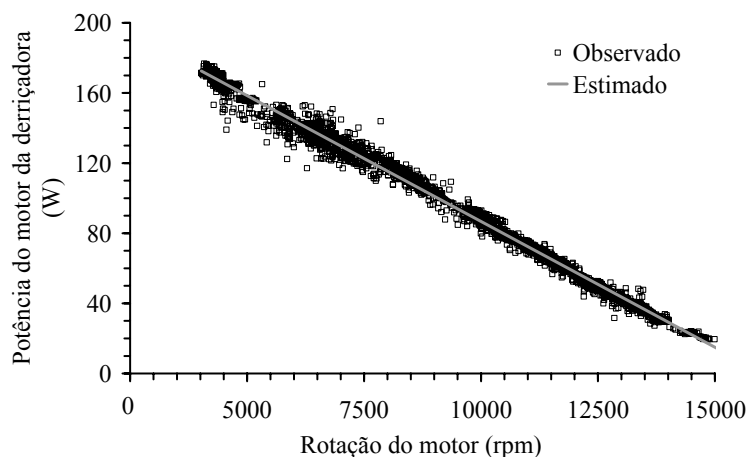


Figura 3 - Potência elétrica do motor da derriçadora em função da rotação.

Na Equação 9 está apresentado o modelo selecionado para estimar o torque do motor em função de sua rotação. Pode-se verificar que o torque do motor apresentou tendência exponencial para o aumento da rotação (Figura 4), tendo sido seu maior torque de 0,4 Nm, obtido na rotação de 4000 rpm.

$$\hat{T} = 1,3232 e^{-0,0003z} \quad R^2 = 0,98 \quad (9)$$

em que,

\hat{T} - torque no eixo do motor elétrico estimado, Nm,

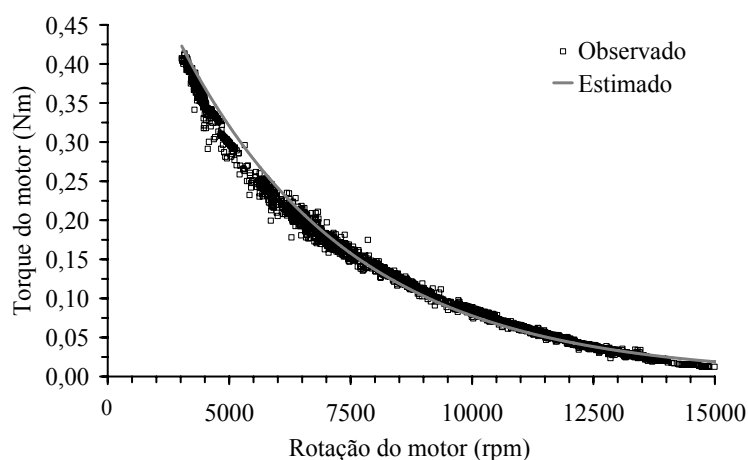


Figura 4 - Torque no eixo do motor da derriçadora em função de sua rotação.

A altura das plantas, o diâmetro dos ramos ortotrópicos, o comprimento, o diâmetro e o número de ramos plagiotrópicos obtidos em função da idade dos cafeeiros Catucaí e Catuaí estão apresentados no Quadro 2. Observa-se que as plantas que se encontravam em estágio de desenvolvimento mais avançado, apresentaram maiores valores para altura, diâmetro dos ramos ortotrópicos, comprimento e número de ramos plagiotrópicos, não tendo havido influência sobre o diâmetro médio dos ramos plagiotrópicos. Não houve diferença entre as variedades nas idades de desenvolvimento de 3 e 10 anos. Pode-se observar que não houve diferença entre as cargas pendentes das duas variedades de cafeeiros com idades de 4 e 10 anos, enquanto nas idades de 3 e 6 anos, observou-se que o cafeeiro Catucaí apresentou maior e menor valor que o cafeeiro Catuaí, respectivamente.

No Quadro 3, são apresentados os parâmetros porcentagem de frutos cereja, eficiência de derriça, desfolha e capacidade de derriça observados quando a derriçadora foi usada por três diferentes operadores. Verificou-se que a forma de uso da derriçadora feita por três diferentes operadores não apresentou diferença significativa nos valores dos parâmetros estudados. A eficiência de derriça média observada foi de 92,2%, a desfolha causada pela ação da derriça e do manuseio da mesma pelo operador foi de 144,6 g de folha por kg de frutos derriçados, enquanto a capacidade de derriça foi de 58,9 kg h⁻¹planta⁻¹ (119,4 L h⁻¹planta⁻¹). O operador que usou a máquina durante a realização dos testes de desempenho foi selecionado ao acaso.

Quadro 2 - Altura das plantas, diâmetro dos ramos ortotrópicos, comprimento, diâmetro e número de ramos plagiotrópicos, e a carga pendente em função da idade e da variedade dos cafeeiros

Variedade do cafeeiro	Idade do cafeeiro (anos)			
	3	4	6	10
Altura (m)				
Catucaí	1,60 Ab	1,85 Ab	2,28 Aa	2,23 Aa
Catuaí	1,59 Ac	1,91 Ab	1,97 Bab	2,19 Aa
Diâmetro (mm) do ramo ortotrópico				
Catucaí	22,82 Ab	24,08 Ac	30,68 Ab	37,37 Aa
Catuaí	23,34 Ab	25,69 Ab	25,69 Bb	34,68 Aa
Diâmetro (mm) do ramo plagiotrópico				
Catucaí	6,07 Aa	8,84 Aa	5,04 Aa	6,47 Aa
Catuaí	5,92 Aa	4,78 Ba	7,19 Aa	6,01 Aa
Comprimento (cm) do ramo plagiotrópico				
Catucaí	54,18 Ac	57,33 Abc	69,80 Aab	78,15 Aa
Catuaí	65,40 Aab	58,63 Ab	61,63 Aab	74,43 Aa
Número de ramos plagiotrópico				
Catucaí	71 Ac	86 Abc	119 Aa	104 Aab
Catuaí	73 Ab	89 Ab	95 Bb	120 Aa
Carga pendente (kg planta ⁻¹)				
Catucaí	3,79 Aab	3,39 Aa	4,28 Aab	5,44 Ab
Catuaí	2,28 Bc	4,02 Abc	6,79 Ba	5,28 Aab

Médias seguidas por letras iguais, maiúscula na coluna e minúscula na linha, não diferem entre si pelo teste de Tukey, a 0,05 de probabilidade.

Quadro 3 - Porcentagem de frutos cereja, desfolha, eficiência e capacidade de derriça para três diferentes operadores usando a derriçadora

Operador	Frutos cereja (%)	Eficiência de derriça (%)	Desfolha (g kg ⁻¹)	Capacidade de derriça (kg h ⁻¹ planta ⁻¹)
1	55,0	92,0 A	129,9 A	54,44 A
2	65,5	90,6 A	172,4 A	55,68 A
3	75,4	93,8 A	131,6 A	66,75 A
		92,2 ± 3,3	144,6 ± 36,3	58,9 ± 10,3

Médias seguidas por letras iguais não diferem entre si pelo teste de Tukey, a 0,05 de probabilidade.

Observa-se que a capacidade de derriça apresentou comportamento distinto entre as duas variedades, na idade de 3 anos. A variedade Catucaí apresentou comportamento de queda com o aumento da idade do cafeeiro, enquanto a variedade Catuaí, aumentou seus valores com o aumento da idade do cafeeiro (Quadro 4). De maneira geral, as plantas que apresentaram maior estágio de desenvolvimento, proporcionaram menor capacidade de derriça. A capacidade de derriça variou de 25,6 (51,2) a 51,3 kg h⁻¹ (102,6 L h⁻¹).

Quadro 4 - Capacidade de derriça (kg h^{-1}) em função da idade do cafeeiro, para as duas variedades

Variedade do cafeeiro	Idade do cafeeiro (anos)			
	3	4	6	10
Catucaí	51,30 Aa	43,82 Aa	28,05 Ab	31,44 Ab
Catuaí	25,62 Bb	38,16 Aa	34,58 Aab	31,04 Aab
Médias	38,46 ab	40,99 a	31,31 b	31,24 b

Médias seguidas por letras iguais, maiúsculas na coluna e minúsculas na linha, não diferem entre si pelo teste de Tukey, a 0,05 de probabilidade.

A capacidade de derriça foi ligeiramente aumentada quando houve incremento da carga pendente do cafeeiro, conforme Figura 5. Esse comportamento indica que há outros parâmetros influenciando a capacidade de derriça, tais como, o tamanho do cafeeiro, o número total de folhas e de ramificações, estande de plantas, tensão elétrica de acionamento do motor, etc., além da carga pendente de frutos das plantas.

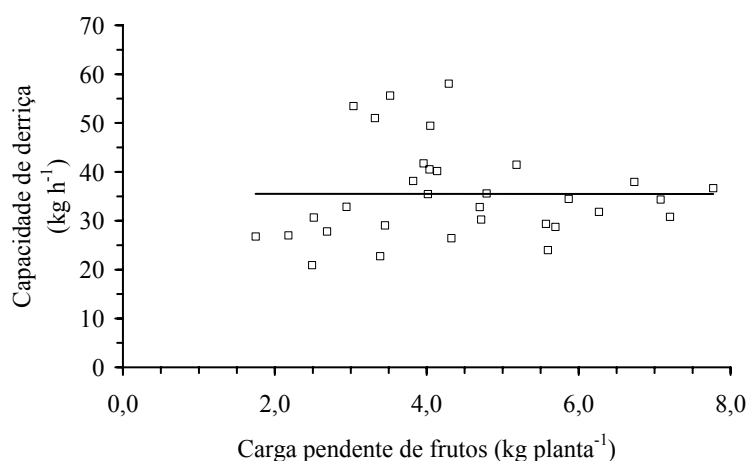


Figura 5 - Capacidade de derriça em função da carga pendente de cafeeiros Catucaí e Catuaí.

As porcentagens do tempo consumido na colheita, quando a máquina foi usada para derriçar o lado de baixo e o lado de cima da planta, em relação à inclinação do terreno, está apresentada no Quadro 5. Pode-se observar que, para cafeeiros com idade superior a 3 anos, a derriça do lado de baixo da planta apresentou maior porcentagem de tempo gasto no processo do que quando se derriçou a parte de cima. Observando a idade do cafeeiro, verifica-se que não houve influência desse parâmetro sobre a porcentagem de tempo consumido na derriça (Quadro 5).

A eficiência de derriça dos frutos de cafeeiros Catucaí e Catuaí com diferentes idades de desenvolvimento é apresentada no Quadro 6. Observa-se que não houve diferença significativa entre as variedades de cafeeiros sobre a eficiência da derriça,

independentemente da sua idade. Analisando a idade de desenvolvimento do cafeeiro, pode ser observado que cafeeiros com idade superior a 4 anos apresentaram a mesma eficiência de derriça.

Quadro 5 - Porcentagem do tempo consumido na derriça do lado de baixo e do lado de cima da planta, em relação à inclinação do terreno (10 a 55%)

Idade do cafeeiro (anos)	Tempo consumido (%)	
	Lado de abaixo	Lado de cima
3	53,7 aA	46,3 aA
4	62,1 aA	37,9 bA
6	56,1 aA	43,9 bA
10	54,2 aA	45,8 bA

Médias seguidas por letras iguais, minúsculas na linha e maiúsculas na coluna, não diferem entre si pelo teste de Tukey, a 0,05 de probabilidade.

Quadro 6 - Eficiência de derriça (%) em função da idade do cafeeiro, para as duas variedades

Variedade do cafeeiro	Idade do cafeeiro (anos)			
	3	4	6	10
Catuaí	97,9	99,2	98,8	99,2
Catuaí	98,0	99,4	98,8	99,3
Médias	97,95 a	99,3 b	98,8 b	99,25 b

Médias seguidas por letras iguais não diferem entre si pelo teste de Tukey, a 0,05 de probabilidade.

A menor eficiência de derriça foi de 97,9%, observada em cafeeiros com 3 anos de idade, enquanto a maior eficiência foi de 99,3%, verificada em cafeeiros de maior idade (Quadro 6). O aumento da eficiência de derriça com o aumento da idade do cafeeiro pode estar relacionado com a característica do cafeeiro que, geralmente, não produz frutos nos ramos do ano anterior. Isso faz com que a produção dos anos seguinte vá ficando cada mais afastada do tronco, facilitando a operação da máquina. Quanto mais próximo do tronco a máquina teve de trabalhar, mais difícil foi o acesso aos frutos que se encontravam muito perto da base do ramo, havendo, além de maiores perdas, travamento das hastes vibradoras.

Todas as eficiências médias de derriça encontradas durante os ensaios de colheita realizados pelo operador selecionado (Quadro 6) foram maiores que aquelas obtidas nos ensaios realizados avaliando os três operadores (Quadro 3). Esse fato pode ter ocorrido devido ao ganho de experiência obtido pelo operador com o uso do equipamento e/ou pela padronização do tempo máximo aceito na tentativa de derriça de

frutos de difícil acesso, em 10 s, pois segundo NOGUEIRA et al. (1975), acima desse valor, podem ocorrer danos médios ou graves na estrutura arbórea do cafeeiro.

Na Figura 6, é apresentada a eficiência de derriça da máquina em função da carga pendente de frutos dos cafeeiros. Houve aumento da eficiência de derriça com o aumento da carga pendente de frutos por planta.

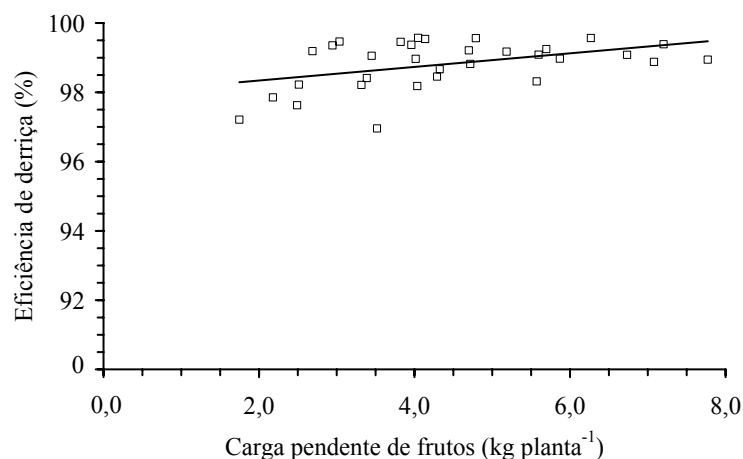


Figura 6 - Eficiência de derriça em função da carga pendente de frutos de cafeeiros Catucaí e Catuaí.

As porcentagens de frutos nos estádios de maturação verde, cereja e passas/secos contidos na perda por derriça são apresentadas no Quadro 7. Houve maiores perdas de frutos no estágio de maturação verde, seguidos pelos cereja e passas/secos, equivalendo a 46,7; 38,5 e 14,8%, respectivamente. No estágio de maturação verde e passas/secos houve influência das idades do cafeeiro, enquanto no estágio cereja não se verificou diferença entre as idades.

Quadro 7 - Porcentagem (%) de frutos contidos na perda de derriça em função do estágio de maturação e da idade do cafeeiro

Idade do cafeeiro (anos)	Porcentagem de cada estágio de maturação presente na perda por derriça		
	Verde	Cereja	Passas/Seco
3	47,0 ab	38,7 a	14,3 ab
4	50,6 ab	36,1 a	13,3 b
6	56,3 a	34,3 a	9,4 b
10	32,8 b	45,1 a	22,1 a

Médias seguidas por letras iguais não diferem entre si pelo teste de Tukey, a 0,05 de probabilidade.

Para avaliar as perdas de tempo na operação da derriçadora, caminhamento na lavoura, troca de cafeeiro e da bateria, travamento das hastes vibradoras na planta, etc.,

foi determinada a eficiência de campo em função da idade e da variedade do cafeeiro, conforme apresentado no Quadro 8. Não houve diferença entre os valores da eficiência de campo operacional para os dois cafeeiros derriçados, quando se colheram plantas com mais de 4 anos de desenvolvimento. O aumento da idade do cafeeiro proporcionou diminuição na eficiência operacional de campo, tendo sido observados valores na faixa de 52,6 a 87,0%.

Quadro 8 - Eficiência de campo (%) no uso da derriçadora portátil em função da idade e da variedade do cafeeiro

Variedade do cafeeiro	Idade do cafeeiro (anos)			
	3	4	6	10
Catucaí	87,0 Aa	74,3 Aa	47,6 Ab	53,3 Ab
Catuai	43,4 Ba	64,7 Ab	58,6 Ab	52,6 Ab
Médias	65,2 ab	69,5 a	53,1 b	52,9 b

Médias seguidas por letras iguais, minúsculas na linha e maiúsculas na coluna, não diferem entre si pelo teste de Tukey, a 0,05 de probabilidade.

A queda da eficiência de campo com o aumento da idade do cafeeiro mostrou-se influenciada pela carga pendente das plantas, comprimento dos ramos plagiotrópicos, estande da lavoura e uso da vara de alumínio, que foi, em alguns casos, necessária na derriça de plantas com 10 anos de estágio de desenvolvimento.

Na Figura 7, é apresentada a eficiência de campo em função da carga pendente de frutos do cafeeiro. Verifica-se que não houve influência desse parâmetro sobre a eficiência de campo.

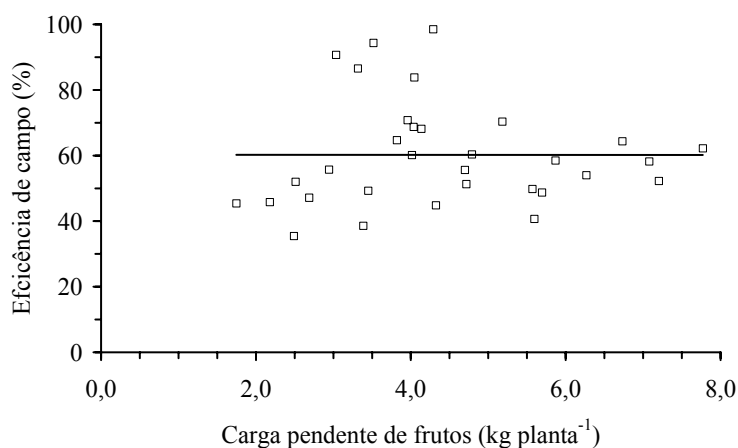


Figura 7 - Eficiência de campo em função da carga pendente de frutos do cafeeiro.

O modelo de desfolha selecionado para cafeeiros Catucaí e Catuai está apresentado na Equação 10.

$$\hat{D}_f = -16,3716 + 43,519I_d - 2,8768I_d^2 \quad (10)$$

em que,

\hat{D}_f - desfolha do cafeeiro estimada, g de folha por kg de frutos derriçados;

I_d - idade do cafeeiro, anos.

O desfolhamento dos cafeeiros Catucaí e Catuaí pela ação da derriçadora, estudado em função da idade de desenvolvimento das plantas, é apresentado na Figura 8. Verifica-se que a desfolha ocasionada nas duas variedades de cafeeiro pela ação da derriçadora aumentou com o aumento de suas idades de desenvolvimento até 8 anos, havendo a partir daí, uma tendência de ligeira queda. Não houve diferença significativa entre as variedades de cafeeiro. A desfolha do cafeeiro ocasionada pela derriça dos frutos apresentou 147,6 g kg⁻¹ como o maior valor e 88,3 g kg⁻¹ como o menor.

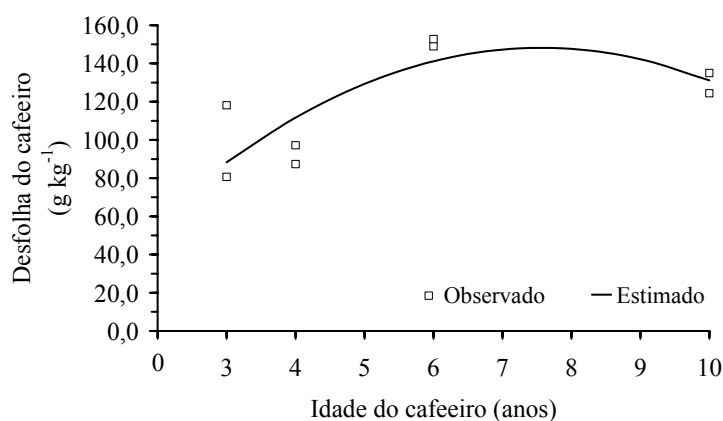


Figura 8 - Desfolha do cafeeiro ocasionado pela derriçadora em função da idade de cafeeiros Catucaí e Catuaí.

Não foi observada diferença significativa entre as variedades de cafeeiros estudadas, sendo obtido o valor de 110,3 g kg⁻¹ para a variedade Catucaí e o de 125,8 g kg⁻¹ para a variedade Catuaí.

Pode ser observado na Figura 9 que a desfolha mostrou-se crescente quando foi aumentada a carga pendente de frutos do cafeeiro. A maior carga pendente de frutos preenchia mais os espaços entre as hastes da derriçadora, o que causava maior possibilidade de queda de folhas por estrangulamento e/ou tração, além de fadiga do pedúnculo causado pela vibração.

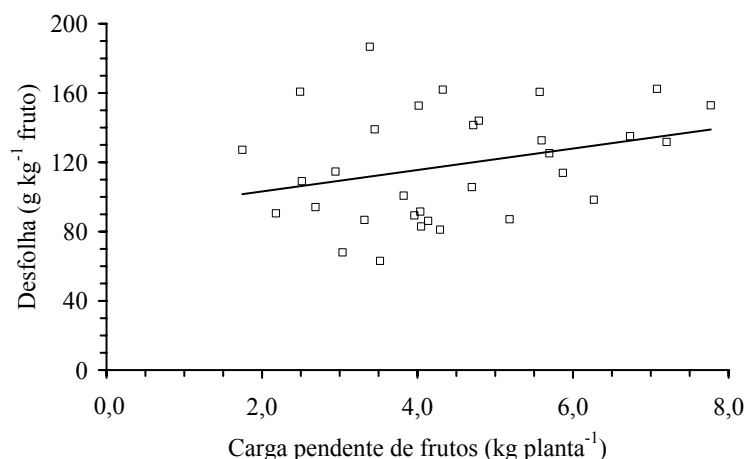


Figura 9 - Desfolha em função da carga pendente de frutos de cafeeiros Catucaí e Catucaí.

O modelo selecionado para o número de galhos quebrados por massa de frutos derriçados em função da idade de cafeeiros Catucaí e Catucaí está apresentado na Equação 11. O comportamento do número de galhos quebrados por massa de frutos derriçados aumentou com o aumento da idade do cafeeiro (Figura 10). Os valores do número de galhos quebrados por massa de frutos derriçados variaram de 1,8 a 2,3 galhos quebrados kg^{-1} .

$$\hat{n}_f = 1,5294 + 0,0729I_d \quad R^2 = 0,69 \quad (11)$$

em que,

\hat{n}_f - número de galhos quebrados por massa de frutos derriçados.

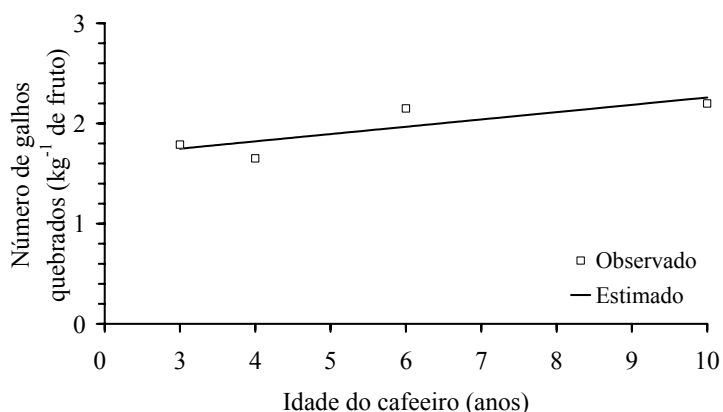


Figura 10 - Número de galhos quebrados por massa de frutos derriçados em função da idade dos cafeeiros Catucaí e Catucaí.

Esse comportamento do aumento do número de galhos quebrados era esperado, pois os cafeeiros mais velhos apresentam maior número de galhos que os mais jovens, aumentando a possibilidade de quebra dos ramos. Além disso, plantas mais velhas são mais altas, obrigando o trabalhador a puxar os ramos e curvá-los, aumentando a possibilidade de quebras.

A potência requerida na derrica dos frutos do cafeeiro apresentou tendência quadrática com o incremento da idade da planta (Figura 11), sendo representada pelo modelo apresentado na Equaao 12. O maior valor da potência estimada requerida pela derricadora foi de 86,3 W, observado na idade de 6 anos.

$$\hat{w}_d = 38,994 + 13,837I_d - 1,0163I_d^2 \quad R^2 = 0,84 \quad (12)$$

em que,

\hat{w}_d - potência elétrica estimada requerida na derrica, W.

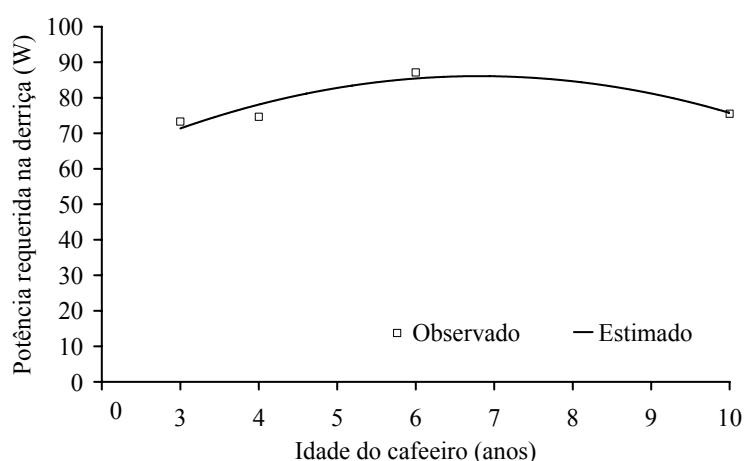


Figura 11 - Potência elétrica requerida na derrica em funao da idade de cafeeiros Catuaí e Catucaí.

Esse comportamento mostra a influência do diâmetro do ramo plagiotrópico e da produtividade na potência requerida pela derricadora, pois os cafeeiros com 6 anos apresentaram valores dessas propriedades semelhantes aos cafeeiros com 10 anos. De acordo com o agrônomo da fazenda “N da Silva”, a cultura com 6 anos foi plantada em um solo quase sem déficit de nutrientes, localizada numa região onde já houve afloramento de água e que recebe mais radiaao solar durante o dia. Este, possivelmente, foi o motivo de a cultura com 6 anos ter apresentado algumas características semelhantes aos cafeeiros com 10 anos.

O intervalo de confiança da potência exigida pela derriçadora funcionando na rotação nominal do motor foi de $36,1 \pm 2,04$ W. No ensaio do motor determinaram-se 15,4 W de potência na rotação nominal, sendo assim, pode-se dizer que a potência consumida pelas hastes e caixa de engrenagens é de aproximadamente 20,7 W.

O efeito da idade e da variedade do cafeeiro sobre o consumo específico de energia da derriçadora portátil está apresentado no Quadro 10. Observa-se que o consumo específico de energia aumentou com o aumento da idade do cafeeiro, enquanto somente foi observada diferença entre variedades, nas idades de 3 e 6 anos. O consumo específico de energia observado durante a derriça dos frutos dos cafeeiros Catuaí e Catuaí variou entre 1,46 a $3,17 \cdot 10^{-3}$ kWh kg⁻¹.

Quadro 10 - Consumo específico de energia (10^{-3} kWh kg⁻¹) da derriçadora portátil em função da idade e da variedade do cafeeiro

Variedade do cafeeiro	Idade do cafeeiro (anos)			
	3	4	6	10
Catuaí	1,46 Ac	1,78 Abc	3,17 Aab	2,46 Aabc
Catuaí	2,90 Bab	1,97 Abc	2,54 Bab	2,45 Aab
Médias	2,18 c	1,88 bc	2,86 a	2,46 ab

Médias seguidas por letras iguais, minúsculas na linha e maiúsculas na coluna, não diferem entre si pelo teste de Tukey, a 0,05 de probabilidade.

O incremento na potência requerida na derriça proporcionou ligeiro aumento no nível de ruído emitido pela derriçadora em operação (Equação 16 e Figura 12). Ambos os parâmetros estão altamente correlacionados com as características e propriedades do cafeeiro.

$$\hat{R}_d = -1536,2 + 40,126w_d - 0,2449w_d^2 \quad R^2 = 0,96 \quad (16)$$

em que,

\hat{R}_d - nível de ruído emitido pela derriçadora estimado, dBA.

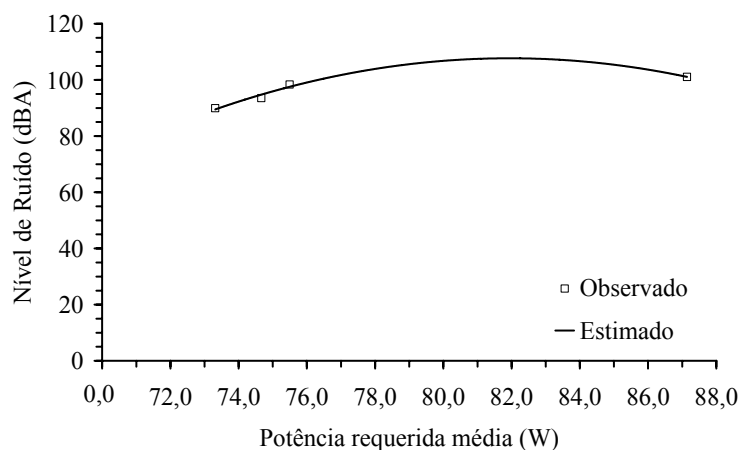


Figura 12 - Nível de ruído emitido pela derriçadora em função da potência requerida média na derriça.

Ressalte-se que a derriça foi realizada com a derriçadora em punho sem o uso da vara de alumínio, o que aproximava o operador do motor da mesma. Os valores de níveis de ruído observados estão acima dos limites de conforto preestabelecidos pela norma NBR 10152 (ABNT, 1987) e a norma NR-15, que é de 85 dBA para 8 h de exposição diária, independentemente da idade e variedade do cafeeiro. Dessa forma, é obrigatório o uso de equipamento de proteção auditiva durante o processo de derriça dos frutos do cafeeiro.

De maneira geral, o nível de ruído emitido pela derriçadora avaliada apresentou menor valor que aqueles obtidos por CUNHA et al. (2002), representando 95,7 e 102,5 dBA, respectivamente.

CONCLUSÕES

1. A potência elétrica diminuiu quando foi aumentada a rotação do motor elétrico que aciona a derriçadora portátil, tendo o torque do motor apresentado tendência exponencial.
2. A capacidade de derriça da máquina apresentou comportamento distinto entre as duas variedades com o aumento da idade do cafeeiro.
3. Foi consumido mais tempo para derriçar o lado de baixo da planta que o lado de cima, independentemente da idade do cafeeiro plantado em terras montanhosas.
4. A eficiência de derriça não foi influenciada pela variedade do cafeeiro, enquanto o aumento na idade do cafeeiro proporcionou ligeira melhoria na eficiência da derriça.

5. O aumento da idade do cafeeiro proporcionou diminuição na eficiência operacional de campo, independentemente da variedade do cafeeiro.
6. A desfolha, os números de galhos quebrados, a potência requerida na derriça e o consumo específico de energia aumentaram com o incremento da idade do cafeeiro, independentemente da sua variedade.
7. O aumento da carga pendente do cafeeiro proporcionou aumento da eficiência da derriça e da desfolha, não tendo influenciado a capacidade de derriça e a eficiência de campo.
8. O nível de ruído próximo ao ouvido do operador da máquina apresentou aumento com o aumento da idade do cafeeiro, estando seus valores acima dos 85 dBA, limite de conforto preestabelecidos pela norma NBR 10152 (ABNT, 1987) e a norma NR-15.

LITERATURA CITADA

- ARISTIZÁBAL-TORRES, I.D.; OLIVEROS-TASCÓN, C.E.; ALVAREZ-MEJÍA, F. Cosecha mecánica del café mediante vibraciones multidireccionales. **Cenicafé**, Chinchiná, v.50, n.3, p.173-182, 1999.
- ARISTIZÁBAL-TORRES, I.D.; OLIVEROS-TASCÓN, C.E.; SANZ-URIBE, J.R.; MONTOYA-RESTREPO, E.C.; ALVAREZ-MEJÍA, F. Cosecha mecánica de café aplicando vibraciones circulares al tallo del cafeto. **Cenicafé**, Chinchiná, v.51, n.1, p.41-53, 2000.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS – ABNT. **Norma NBR 10152 (NB 95):** Níveis de ruído para conforto acústico. Rio de Janeiro. Dez., 1987. 4p.
- BARROS, U.V.; BARBOSA, C.M.; HERINGER, F.; MATIELLO, J.B. Teste com a derriçadora agromática, na colheita de café. In: Congresso Brasileiro de Pesquisas Cafeeiras, 21, 1995, Curitiba, **Resumos...** Rio de Janeiro: IBC, 1995, p.124-125.
- BÁRTHOLO, G.F.; MAGALHÃES FILHO, A.A.R.; GUIMARÃES, P.T.G.; CHALFOUN, S.M. Cuidados na colheita, no preparo e no armazenamento do café. **Informe Agropecuário**, Belo Horizonte, Ano 14, n.162, p.33-44, 1989.
- CAÑAVATE, J. O. Ergonomía, higiene y seguridad en los tractores y máquinas agrícolas. **Máquinas y Tractores Agrícolas**, v.3, n.3. p.57-65, 1982.
- CARVALHO, L.T.; QUEIROZ, D.M.; TEIXEIRA, M.M.; FERNANDES, H.C. Desenvolvimento de uma derriçadora portátil para colheita de café. In: Simpósio de Pesquisa dos Cafés do Brasil, 1, 2000, Poços de Caldas, MG. **Resumos Expandidos...** Brasília, DF: Embrapa Café; Belo Horizonte: Minasplan, 2000. v.2. p.1109-1113.
- CUNHA, J.P.A.R.; FERNANDES, H.C.; BARBOSA, J.A. Avaliação dos níveis de ruído emitidos por derriçadoras portáteis para colheita de café. In: Congresso Brasileiro de Engenharia Agrícola, 31, 2002, Salvador. **Resumos Expandidos...** Salvador: SBEA, Jaboticabal, 2002. CDRom.

- MATIELLO, J.B.; SANTINATO, R.; GARCIA, A.W.R.; ALMEIDA, S.R.; FERNANDES, D.R. **Cultura de café no Brasil: Novo manual de recomendações**. Rio de Janeiro, RJ: MAPA/PROCAFÉ, 2002. 387p.
- NOGUEIRA, V.S.; HASHIZUME, H.; SILVA, J.B.S., CARNEIRO FILHO, F.; MATIELLO, J.B. Estudos de colheita de café com derriçadeiras vibratórias portáteis. In: Congresso Brasileiro de Pesquisas Cafeeiras, 3, 1975, Curitiba, **Resumos...** Rio de Janeiro: IBC, 1975, p.239-242.
- PIMENTA, C.J. **Época de colheita e tempo de permanência dos frutos à espera da secagem na qualidade do café (Coffea arabica L.)**. Lavras, MG: UFLA, 2001. 145p. (Tese de Doutorado)
- RIBEIRO JÚNIOR, J.I. **Análises estatísticas no SAEG**. Viçosa: Editora UFV, 2001. 301p.
- SILVA, F.M.; CARVALHO, G.R.; SALVADOR, N. Mecanização da colheita do café. **Informe Agropecuário**, Belo Horizonte, Ano 18, n.187, p.43-54, 1997.
- SILVA, F.M.; SALVADOR, N.; BARBOSA, R.R.; ABREU, E.M. Desempenho da operação mecanizada de derriça do café. **Revista Engenharia na Agricultura**, Viçosa, v.6, n.2, p.74-80, 1998.

COMPARAÇÃO ENTRE DERRIÇA MANUAL E MECÂNICA DE FRUTOS DE CAFEIEIRO

RESUMO

Este trabalho compara a derriça manual e a derriça feita usando uma derriçadora portátil durante a colheita de frutos de cafeeiros. Os testes foram realizados em plantas da variedade Catucaí com diferentes estádios de desenvolvimento (4, 6 e 10 anos). Para realizar a comparação, foram determinados parâmetros como a capacidade e a eficiência de derriça, a desfolha e o número de galhos quebrados. A capacidade da derriça mecânica foi maior que a capacidade manual. A eficiência de derriça não foi influenciada pelo seu tipo, independentemente da idade das plantas. A derriça manual proporcionou maior índice de desfolha e maior número de galhos quebrados que a derriça mecânica.

Palavras-chave: cafeicultura de montanha, desempenho, danos ao cafeeiro.

COMPARISON AMONG MANUAL AND MECHANICAL DETACHMENT OF COFFEE FRUITS

ABSTRACT

In this work was accomplished a comparison between the manual and mechanical detachment during the harvesting of coffee fruits. The tests were done in plants of the variety Catucaí with different ages of the plants (4, 6 and 10 years). To accomplish the comparison was evaluated the detachment capacity and efficiency, the defoliate index and number of broken branches. The detachment mechanical capacity was higher than to manual capacity. The detachment efficiency was not influenced by the detachment type, independently of the age of the plants. The detachment accomplished manually provided higher defoliate index and number of broken branches than the mechanical detachment.

Key-words: mountain coffee, performance, plant damage.

INTRODUÇÃO

A colheita do café está dividida em seis operações: arruação, derriça, varrição, recolhimento, abanação e transporte. Se essas operações, com exceção do transporte, são realizadas utilizando mão-de-obra, a colheita se classifica como manual. O sistema é semi-mecanizado, se uma ou várias operações são realizadas com máquinas e

mecanizado, se todas elas são realizadas mecanicamente (SILVA & SALVADOR, 1998).

Independentemente de qual seja o sistema de colheita utilizado, a derriça é a operação mais complexa, representando 75% do tempo gasto, quando utilizado o sistema manual (BÁRTHOLO & GUIMARÃES, 1997). Considerando o tempo gasto nesta operação, resulta oportuna a sua mecanização.

Nos últimos anos, têm sido introduzidas derriçadoras portáteis apropriadas para pequenos e médios produtores de café. Essas máquinas se apresentam com diversos princípios de acionamento (pneumático, elétrico, motor de combustão interna) e de funcionamento (vibração e/ou impacto).

A cafeicultura de montanha, pelas características próprias da região e no contexto da agricultura familiar, pode ser muito favorecida com a introdução das derriçadoras portáteis. Além de suprir a escassez de mão-de-obra observada nas lavouras cafeeiras, a adoção deste tipo de máquina pode melhorar a remuneração do indivíduo, visto que seu uso e sua manutenção exigem melhor qualificação técnica.

Segundo MATIELLO et al. (2002), 90% das lavouras brasileiras são colhidas manualmente. Para melhor aceitação das derriçadoras portáteis, é importante realizar estudos comparativos que demonstrem as diferenças existentes entre o sistema proposto e o tradicional. Nesses estudos, devem ser avaliados os índices que permitam caracterizar a eficiência e o rendimento da operação e os danos provocados ao cafeeiro durante a colheita.

As máquinas derriçadoras portáteis existentes no mercado ainda apresentam possibilidade de melhoria em seu desempenho, podendo-se obter maior capacidade e eficiência de derriça e menor desfolhamento do cafeeiro (CARVALHO et al., 2000).

SILVA et al. (1999), avaliando o desempenho de uma derriçadora pneumática portátil de café, determinaram que a capacidade de derriça variou entre 21 e 32 medidas por dia, enquanto a capacidade de derriça manual variou entre 7 e 11 medidas por dia.

BARROS et al. (1995), estudando o efeito da colheita realizada por uma derriçadora portátil sobre os danos provocados à planta do cafeeiro, observaram que a colheita mecânica proporcionou quatro vezes mais ramos quebrados e desfolha semelhante à manual. Entretanto, SILVA et al. (1997), avaliando a desfolha provocada por uma derriçadora pneumática portátil verificaram que os valores obtidos na operação mecanizada foram, em média, 2,6 vezes maiores que a operação manual.

Dessa forma, este trabalho teve por objetivo realizar uma comparação entre a derriça manual e a derriça mecânica, usando-se uma derriçadora portátil na colheita de frutos de cafeeiros.

MATERIAL E MÉTODOS

Este trabalho foi realizado no Departamento de Engenharia Agrícola da Universidade Federal de Viçosa e na Fazenda “Nô da Silva”, localizada no município de Cajuri, Zona da Mata, MG. As lavouras de café da variedade Catucaí Vermelho, tinham 4, 6 e 10 anos, plantadas no sistema adensado. O relevo das lavouras era montanhoso com declividade entre 10 e 55%.

O trabalho foi constituído da realização de ensaios de campo que permitiram analisar o desempenho da derriçadora portátil e da derriça manual, durante a colheita dos frutos do cafeeiro. A máquina usada nos testes foi uma derriçadora marca Coima, modelo 450 Mini C (Figura 1). Essa máquina era formada por um motor elétrico, um conjunto de hastes curvilíneas oscilantes, um sistema de engrenagens para a transmissão de potência do motor para as hastes e uma bateria.

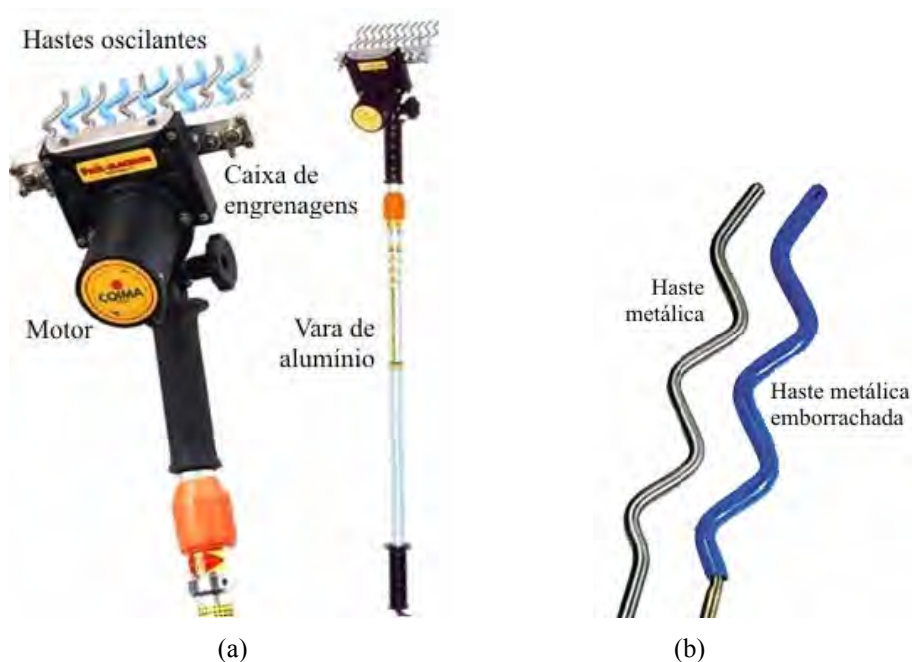


Figura 1 - Derriçadora portátil ensaiada (a) e detalhe das hastes curvilíneas oscilantes (b).

A derriçadora apresentava 110 mm de comprimento das hastes oscilantes, 5 mm de diâmetro das hastes oscilantes metálicas, 6 mm de diâmetro das hastes oscilantes emborrachadas, 11 hastes oscilantes, 1,2 kg de massa da derriçadora, 5 kg de massa da

bateria, 0,7 m de comprimento da vara de alumínio e 5,5 m de comprimento do cabo espiralado de alimentação.

Os trabalhadores rurais que executaram a derriça manual foram selecionados por recomendação do gerente da fazenda, por serem aqueles que apresentavam maiores rendimentos na colheita.

Antes do início da colheita, foi realizada uma caracterização da planta do cafeeiro, sendo determinados os comprimentos, os números de galhos e a altura total. As medições foram realizadas, utilizando-se trena e paquímetro marca Mitutoyo, com resolução de 0,05 mm.

A derriça mecânica foi realizada por uma pessoa, enquanto a manual foi realizada por duas, simultaneamente, com um trabalhador de cada lado da linha de cafeeiros. O sistema manual adotado nos testes foi aquele utilizado na região.

Depois da derriça de um conjunto de cinco plantas consecutivas, selecionadas ao acaso, foram determinadas a massa de frutos colhidos, a massa de frutos não derriçados, a massa de folhas desprendidas do cafeeiro e o número de galhos quebrados. Em cada teste, foram determinados o tempo de derriça dos frutos do cafeeiro, o índice de galhos quebrados, a carga pendente, a capacidade de derriça, a desfolha e a eficiência de derriça. Como a derriça manual foi executada por duas pessoas, optou-se por dobrar o número de plantas colhidas por teste. A carga pendente foi determinada pela soma das massas de frutos derriçados e não derriçados, em cada teste.

A capacidade de derriça foi determinada pela relação entre a massa de frutos derriçados e o tempo gasto durante o processo, conforme se segue:

$$C_d = 60 \frac{m_d}{t_d} \quad (1)$$

em que,

C_d - capacidade de derriça, kg h^{-1} ;

m_d - massa de frutos derriçados, kg;

t_d - tempo de derriça, min.

A eficiência de derriça foi determinada pela quantidade de frutos do cafeeiro derriçados pela máquina em relação à quantidade inicial, conforme a seguinte expressão:

$$\xi_d = 100 \frac{m_d}{m_d + m_p} \quad (2)$$

em que,

ξ_d - eficiência de derriça, %;

m_p - massa dos frutos perdidos, kg.

Os danos provocados pela derriça manual e mecânica foram quantificados pela massa de folhas caídas e de ramos quebrados durante a derriça em relação à massa de frutos derriçados, conforme se segue:

$$D_f = \frac{m_f}{m_d} \quad (3)$$

em que,

D_f - índice de desfolha provoca ao cafeeiro, $g \text{ kg}^{-1}$;

m_f - massa de folhas e ramos quebrados, g.

Um experimento em esquema fatorial foi montado para comparar o desempenho de uma derriçadora portátil e da derriça manual, sendo avaliadas as idades e as variedades dos cafeeiros, segundo o delineamento inteiramente casualizado, com quatro repetições. Cada repetição foi composta da derriça contínua de cinco e dez plantas consecutivas, selecionadas ao acaso na lavoura, para a derriça mecânica e manual, respectivamente.

Os dados obtidos da avaliação da derriçadora e da derriça manual foram submetidos à análise de variância e as médias comparadas, utilizando-se o teste de Tukey, a 0,05 de probabilidade. As análises estatísticas foram realizadas, usando-se o programa SAEG, versão 8 (RIBEIRO JÚNIOR, 2001).

RESULTADOS E DISCUSSÃO

A altura das plantas, a carga pendente, o comprimento e o número de galhos obtidos em função das idades de cafeeiros Catucaí estão apresentados no Quadro 2. Observa-se que as plantas que se encontravam em estágio de desenvolvimento mais avançado apresentaram maiores valores de altura, de carga pendente, de comprimento e de número de galhos.

Quadro 1 - Altura das plantas, carga pendente, comprimento e número de galhos em função de suas idades do cafeeiro

Idade (anos)	Altura (m)	Comprimento do galho (cm)	Número de galhos	Carga pendente (kg por planta)
4	1,85 b	57,33 a	87 a	3,73 a
6	2,28 a	69,80 ab	119 b	6,43 b
10	2,23 a	78,15 b	120 b	9,36 c

Médias seguidas por letras iguais não diferem entre si pelo teste de Tukey, a 0,05 de probabilidade.

A capacidade de derriça analisada em função da idade do cafeeiro e do tipo de derriça é apresentada no Quadro 2. Verifica-se que houve aumento da capacidade de derriça manual com o aumento da idade das plantas do cafeeiro, não tendo havido diferença significativa do aumento da idade das plantas sobre a derriça mecânica. Fixando-se a idade das plantas, pode ser observado que a derriça mecânica apresentou maior valor que a manual nas plantas com quatro anos, enquanto nas plantas mais velhas, de seis e dez anos, não foi verificada diferença significativa entre sua capacidade de derriça.

Quadro 2 - Capacidade de derriça (kg h^{-1}) em função da idade do cafeeiro e tipo de derriça

Tipo de derriça	Idade do cafeeiro (anos)		
	4	6	10
Manual	19,36 Aa	44,65 Ab	49,77 Ab
Mecânica	56,97 Ba	48,37 Aa	50,91 Aa

Médias seguidas por letras iguais, maiúsculas na coluna e minúsculas na linha, não diferem entre si pelo teste de Tukey, a 0,05 de probabilidade.

De maneira geral, a capacidade de derriça mecânica foi maior que a manual, representando valores médios de 52,1 (104,0) e 37,9 kg h^{-1} (76,3 L h^{-1}), respectivamente. Essa diferença proporcionou à derriça mecânica 1,4 vezes mais capacidade de derriça que a manual.

A eficiência de derriça dos frutos do cafeeiro em função da idade das plantas e do tipo de derriça está apresentada no Quadro 3. Pode-se verificar que não houve efeito do tipo de derriça sobre a eficiência de derriça, independentemente da idade das plantas do cafeeiro. Fixando-se o tipo de derriça, verifica-se que na mecânica não houve efeito significativo da idade das plantas sobre a eficiência de derriça, enquanto na manual, as plantas com 6 anos apresentaram menores valores.

Quadro 3 - Eficiência de derriça (%) do cafeeiro em função da idade das plantas e do tipo de derriça

Tipo de derriça	Idade do cafeeiro (anos)		
	4	6	10
Manual	99,3 Aa	98,8 Ab	99,3 Aa
Mecânica	99,1 Aa	98,6 Aa	99,1 Aa

Médias seguidas por letras iguais, maiúsculas na coluna e minúsculas na linha, não diferem entre si pelo teste de Tukey, a 0,05 de probabilidade.

Analisando o índice de desfolha do cafeeiro em função da idade da planta e do tipo de derriça, observou-se que não houve diferença significava na interação entre esses dois parâmetros, embora tenha havido significância quando analisados separadamente. As plantas com 6 anos apresentaram maiores valores de índice de desfolha que as demais, independentemente do tipo de derriça utilizado (Quadro 4).

De maneira geral, a derriça realizada manualmente proporcionou maior índice de desfolha que a mecânica, equivalendo a valores médios de 167,4 e 120,3 g kg⁻¹, respectivamente.

Quadro 4 - Índice de desfolha (g kg⁻¹) do cafeeiro em função da idade das plantas

Tipo de derriça	Idade do cafeeiro (anos)		
	4	6	10
Manual	153,6 Ab	192,1 Aa	156,5 Ab
Mecânica	87,3 Bb	148,9 Ba	124,4 Bab

Médias seguidas por letras iguais, maiúsculas na coluna e minúsculas na linha, não diferem entre si pelo teste de Tukey, a 0,05 de probabilidade.

Esse comportamento do índice de desfolha em função do tipo de derriça pode estar relacionado com o espaçamento entre as hastes oscilantes, que era de valor fixo de aproximadamente 9 mm, o que fazia com que as folhas fossem menos estranguladas pela máquina. Na derriça manual, o trabalhador envolve os galhos firmemente com as mãos, provocando um efeito de arranque das folhas.

No Quadro 5, é apresentado o número de galhos quebrados em função da idade das plantas e do tipo de derriça. Fixando-se o tipo de derriça, verificou-se que a manual apresentou maior número de galhos quebrados na derriça de plantas com 10 anos, enquanto não foi observada diferença significativa na mecânica. Nas plantas com 10 anos, a derriça mecânica apresentou menores valores de número de galhos quebrados que a manual, entretanto, nas idades menores não foi observada diferença. Esse fato

pode ser atribuído à altura do cafeeiro e ao comprimento dos galhos, pois nas plantas de 10 anos, esses se apresentavam maiores, obrigando o trabalhar a puxá-los e curvá-los aumentando, a possibilidade de quebras.

Quadro 5 - Número de galhos quebrados por planta, em função da idade do cafeeiro e tipo de derriça

Tipo de derriça	Idade do cafeeiro (anos)		
	4	6	10
Manual	6,7 Aa	12,7 Aa	24,0 Ab
Mecânica	5,0 Aa	11,0 Aa	11,5 Ba

Em média, a derriça manual apresentou maior número de galhos quebrados que a mecânica, representando valores de 14,5 e 9,2 galhos quebrados por planta, respectivamente.

Vale ressaltar que com a introdução da derriçadora portátil no sistema de colheita, o conforto do trabalhador pode diminuir com a emissão de ruídos e vibração provocados pela máquina. Embora a colheita mecânica apresente esses problemas, sua adoção é muito importante para a cafeicultura de montanha, uma vez que facilita o trabalho do homem do campo e favorece a execução das atividades em tempo hábil.

CONCLUSÕES

1. A capacidade de derriça aumentou com o aumento da idade das plantas do cafeeiro, enquanto não houve diferença significativa do aumento da idade das plantas sobre a derriça mecânica.
2. A capacidade da derriça mecânica foi maior que a capacidade manual.
3. A eficiência de derriça não foi influenciada pelo seu tipo, independentemente da idade das plantas.
4. A derriça realizada manualmente proporcionou maior índice de desfolha e maior número de galhos quebrados que a derriça mecânica.

LITERATURA CITADA

- BARROS, U.V.; BARBOSA, C.M.; HERINGER, F.; MATIELLO, J.B. Teste com a derriçadora agromática, na colheita de café. In: Congresso Brasileiro de Pesquisas Cafeeiras, 21, 1995, Curitiba, **Resumos...** Rio de Janeiro: IBC, 1995, p.124-125.
- BÁRTHOLO, G.F.; GUIMARÃES, P.T.G. Cuidados na colheita e preparo do café. **Informe Agropecuário**, Belo Horizonte, v.18, n.187, p.33-42, 1997.

- CARVALHO, L.T.; QUEIROZ, D.M.; TEIXEIRA, M.M.; FERNANDES, H.C. Desenvolvimento de uma derriçadora portátil para colheita de café. In: Simpósio de Pesquisa dos Cafés do Brasil, 1, 2000, Poços de Caldas, MG. **Resumos Expandidos...** Brasília, DF: Embrapa Café; Belo Horizonte: Minasplan, 2000. v.2. p.1109-1113.
- MATIELLO, J.B.; SANTINATO, R.; GARCIA, A.W.R.; ALMEIDA, S.R.; FERNANDES, D.R. **Cultura de café no Brasil: Novo manual de recomendações.** Rio de Janeiro, RJ: MAPA/PROCAFÉ, 2002. 387p.
- RIBEIRO JÚNIOR, J.I. **Análises estatísticas no SAEG.** Viçosa: Editora UFV, 2001. 301p.
- SILVA, F.M.; SALVADOR, N.; RODRIGUES, R.F. Desempenho operacional e econômico da derriça mecanizada do café. In: Congresso Brasileiro de Pesquisas Cafeeiras, 25, 1999, Franca, **Resumos...** Rio de Janeiro: IBC, 1999, CDRom.
- SILVA, F.M.; SALVADOR, N. **Mecanização da lavoura cafeeira: colheita.** LAVRAS: UFLA, 1998, 55p.
- SILVA, F.M.; SALVADOR, N.; BARBOSA, R.R.; ABREU, E.M. Desempenho da operação mecanizada de derriça do café. In: Congresso Brasileiro de Pesquisas Cafeeiras, 23, 1997, Manhuaçu, **Resumos...** Rio de Janeiro: IBC, 1997, 174-176p.

DESENVOLVIMENTO E MODELAGEM DE UMA ABANADORA DE FRUTOS DO CAFEIRO PARA CAFEICULTURA DE MONTANHA

RESUMO

O objetivo deste trabalho foi desenvolver uma abanadora de frutos do cafeeiro para a cafeicultura de montanha. Um modelo virtual do sistema de peneiras da abanadora foi simulado, utilizando-se da técnica de simulação de sistemas mecânicos. A capacidade de transporte do sistema de vibração simulado foi avaliada por meio do coeficiente do modo de operação em função da amplitude e da frequência de vibração das peneiras. Foram realizados ensaios com três amplitudes de oscilação das peneiras da abanadora (10, 20 e 30 mm), visando avaliar as perdas de frutos provocadas pela abanadora. A máquina de abanação foi desenvolvida com sucesso e o índice de perda total por deficiência de separação obtido com o uso da abanadora foi considerado satisfatório, por apresentar valor médio de 0,55%. O uso da técnica de simulação dinâmica aplicada na análise de sistemas de separação de frutos do cafeeiro mostrou ser útil na previsão do comportamento do sistema.

Palavras-chave: café, colheita, pré-limpeza, simulação.

DEVELOPMENT AND MODELING OF A PRE-CLEANING MACHINE OF COFFEE FRUITS

ABSTRACT

The objective of this work was to study the dynamic behavior of the vibration system and to develop a coffee fruits pre-cleaning machine. A model was simulated using the simulation technical of mechanical system. The capacity of transport of the vibration system was evaluated through the coefficient of operation as a function of the amplitude and frequency of vibration of the sieves. Tests were accomplished with three oscillation amplitudes of the sieves (10, 20 and 30 mm). The cleaning machine was developed with success and the loss index obtained was considered satisfactory, presenting medium value of 0.55%. The fruits losses caused by the machine were evaluated. The use of the dynamic simulation applied in the systems analysis of fruits separation predicted well the behavior of the system.

Key-words: coffee, harvesting, pre-cleaning, simulation.

INTRODUÇÃO

O Brasil, historicamente, tem sido o maior produtor e exportador de café no mercado internacional. Atualmente, a cafeicultura de montanha abrange um total de 1451 milhões de cafeeiros, localizados na Zona da Mata de Minas Gerais, parte do Estado do Espírito Santo e do Estado do Rio de Janeiro e pequenas áreas do sul de Minas, São Paulo e Paraná. Esse número representa aproximadamente 30% da população cafeeira do Brasil.

Embora seja o maior produtor, tem-se observado uma diminuição da proporção do café brasileiro no mercado internacional, que de acordo com SOUZA (1996), é resultado da falta de padrão de qualidade do produto nacional. Assim, para que a cafeicultura brasileira seja auto-sustentável, há necessidade de se buscar um produto final de melhor qualidade.

As perdas financeiras provenientes de um mau preparo do café podem variar de 10 a 20%, quanto ao aspecto do produto e de até 40%, em função da bebida (FILGUEIRAS, 2000). CARVALHO et al. (1997) relataram que o conhecimento das técnicas de produção de café de alta qualidade é indispensável para a cafeicultura moderna, independentemente do tamanho do negócio.

Na colheita mais utilizada no Brasil, os frutos são colhidos em todos os estádios de maturação, juntamente com folhas caídas, galhos quebrados, pequenos insetos e impurezas. Essa contaminação do produto colhido irá concorrer para a queda da qualidade da bebida do café (CORTEZ, 2001), agravando seu efeito, conforme o transcorrer do tempo.

A etapa complementar à derriça, é a abanação dos frutos, realizada geralmente na lavoura, com o objetivo de pré-limpeza do produto. A abanação efetuada manualmente tem-se mostrado um trabalho árduo e penoso para o trabalhador, visto que requer resistência física e habilidade para sua execução, além de poder prejudicar a saúde, devido à contaminação do ar gerada no processo (COAN, 1981). A eliminação dessas impurezas, além de melhorar a qualidade do café, também diminui consideravelmente o desgaste dos equipamentos envolvidos nos processamentos seguintes (SAMPAIO et al., 2001).

A utilização de máquinas para auxiliar o processo de produção agrícola reduz notavelmente, o tempo necessário para execução das operações e humaniza o trabalho do homem do campo (RAFULL, 2003).

As máquinas utilizadas no processamento de produtos agrícolas no Brasil são, em grande número, dimensionadas a partir de informações de produtos estrangeiros, que

possuem características diferentes dos produtos brasileiros. São máquinas de médio e grande portes, com elevada capacidade de processamento, não atendendo às necessidades de pequenos e médios produtores, como é o caso da cafeicultura de montanha. Além disso, a construção de máquinas de limpeza de produtos agrícolas no Brasil é desenvolvida, na sua maioria, por tentativa e erro, como relatou TEIXEIRA (1988), fato ainda verificado. Este procedimento se reflete na grande diferença de um fabricante para outro, nas especificações técnicas e no desempenho dos equipamentos.

Nesse contexto, as técnicas de modelagem e simulação têm mostrado ser uma ferramenta de grande utilidade no projeto, análise, otimização e aprimoramento de máquinas agrícolas (SOUZA et al., 2003). Essa técnica permite a construção de protótipos virtuais e a simulação do seu desempenho em diferentes condições de funcionamento, a animação da dinâmica do sistema e ainda possibilita alterações no projeto inicial para atender necessidades específicas.

Com o uso da simulação, pode-se prever e estudar o comportamento do sistema em desenvolvimento, reduzir os riscos na tomada de decisão, identificar problemas antes mesmo de sua ocorrência, reduzir custos em avaliações e revelar a integridade e viabilidade de um determinado projeto em termos técnicos e econômicos (LAW & KELTON, 1991 e WINSTON, 1994).

Modernas técnicas computacionais como a análise por elementos finitos e a simulação de sistemas mecânicos vêm sendo cada vez mais utilizadas no projeto de máquinas (QUEIROZ, 1996). A utilização dessas ferramentas reduz a necessidade do número de testes experimentais para se chegar à máquina otimizada. Com a sua utilização, engenheiros têm sido capazes de desenvolver o que pode ser chamado de um protótipo virtual, de determinada máquina ou sistema, realizando análise antes mesmo de seu envio à linha de produção.

MAGALHÃES (1999) projetou e avaliou uma máquina de pré-limpeza de café. A amplitude e rotação de trabalho, encontradas por esse autor, foram de 13 mm e de 408 rpm, respectivamente, representando coeficientes de modo de operação na faixa de -0,117 e 0,073. Desta forma, o estudo do comportamento dinâmico de sistemas de limpeza permite encontrar uma relação ótima entre a amplitude e a frequência de vibração para se obter uma separação satisfatória.

Este trabalho teve como objetivo desenvolver uma abanadora dos frutos do cafeeiro e modelar seu sistema de peneiras e de vibração, utilizando-se simulação de sistemas mecânicos.

MATERIAL E MÉTODOS

O projeto da abanadora e o modelo virtual de simulação foram desenvolvidos no Laboratório de Projeto de Máquinas e Visão Artificial e a máquina foi construída no Laboratório de Mecanização Agrícola, pertencentes ao Departamento de Engenharia Agrícola da Universidade Federal de Viçosa. O produto utilizado nos ensaios foi obtido na Fazenda “Nô da Silva”, localizada no município de Cajuri, MG, onde os testes ocorreram.

Desenvolvimento da abanadora

O desenvolvimento da máquina de abanação de frutos do cafeeiro foi realizado com base nas propriedades físicas dos frutos, determinadas experimentalmente, e as características aerodinâmicas usadas foram obtidas de MAGALHÃES (1999). O sistema de peneiras da abanadora foi projetado a partir daquele proposto por SAMPAIO et al. (2001).

A máquina foi formada basicamente por um ventilador e por uma caixa de duas peneiras acionadas por um sistema de vibração (Figura 1). Na configuração da máquina, o ventilador foi localizado na estrutura, de forma que houvesse fluxo de ar na parte inferior da moega, visando a retirada das folhas e impurezas leves. Essa disposição do ventilador difere da apresentada por MAGALHÃES (1999) e daquelas utilizadas nas colhedoras de grãos, que utilizam o jato de ar abaixo das peneiras. Com essa modificação, era esperado que ocorresse aumento na eficiência de separação das peneiras. Os frutos de café e impurezas mais pesadas eram separados pelas peneiras vibradoras.

A estrutura da abanadora desenvolvida foi constituída de armação de aço carbono, tipo metalon 30x50x1,2 mm (Figura 2). A máquina apresentava 2000 mm de comprimento, 500 mm de largura e 1800 mm de altura total. A armação da estrutura foi unida por solda elétrica.

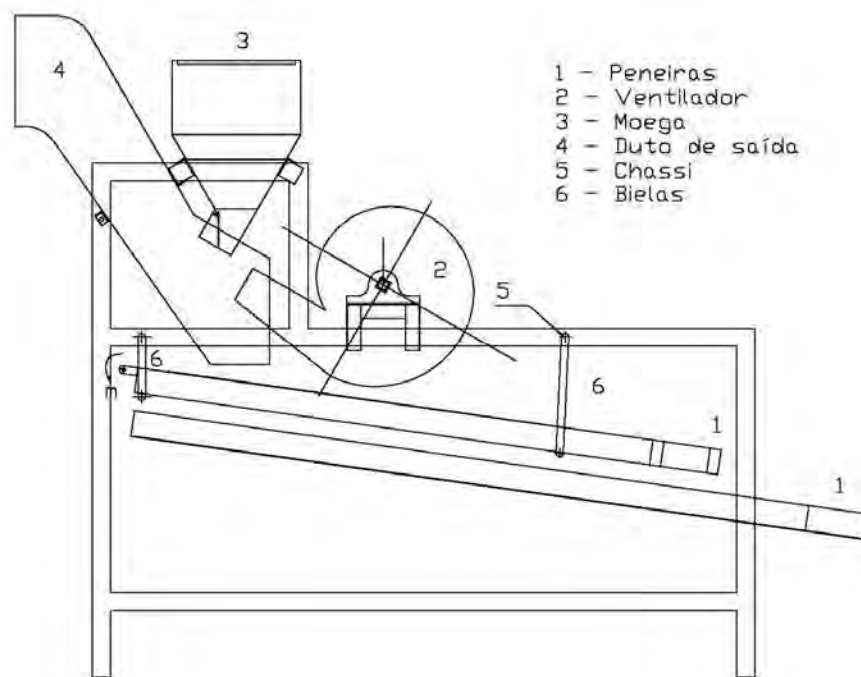
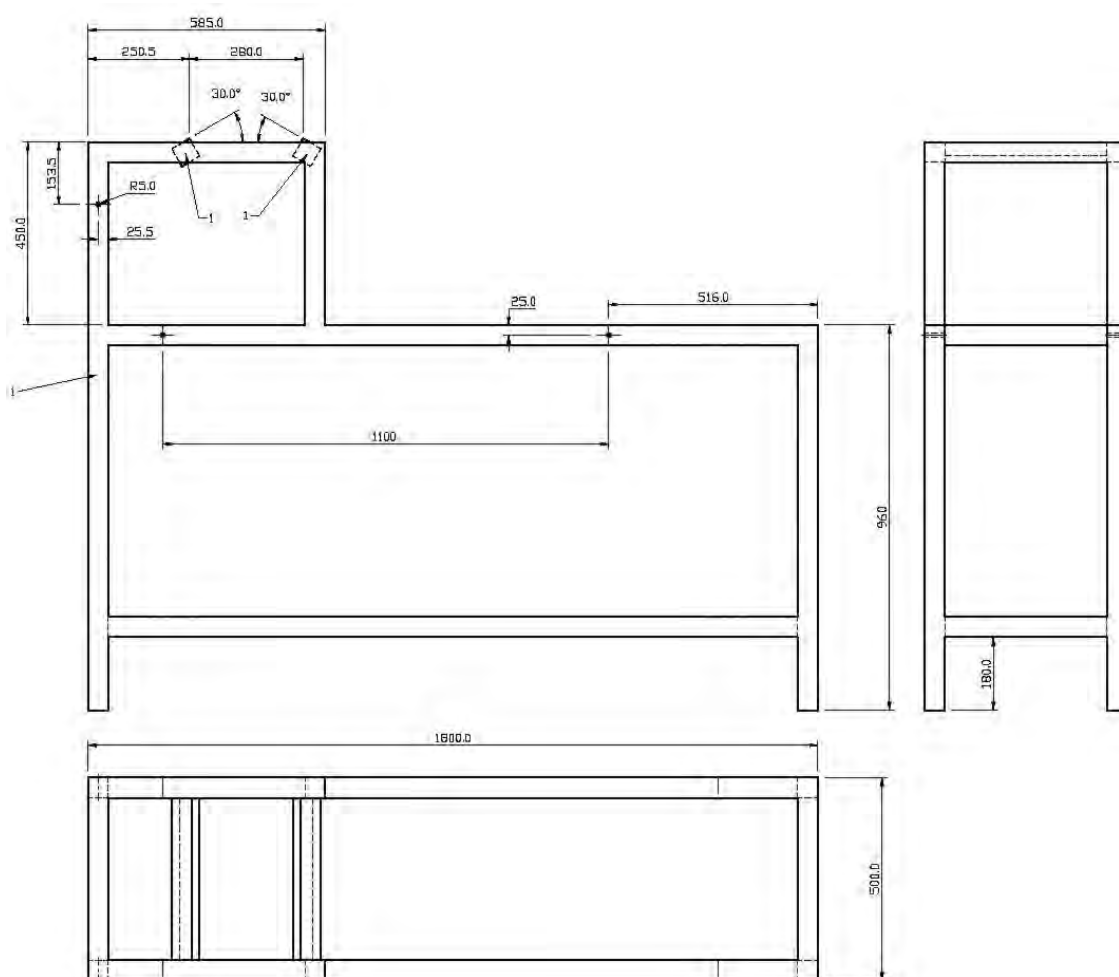


Figura 1 - Vista lateral da abanadora dos frutos do cafeeiro.

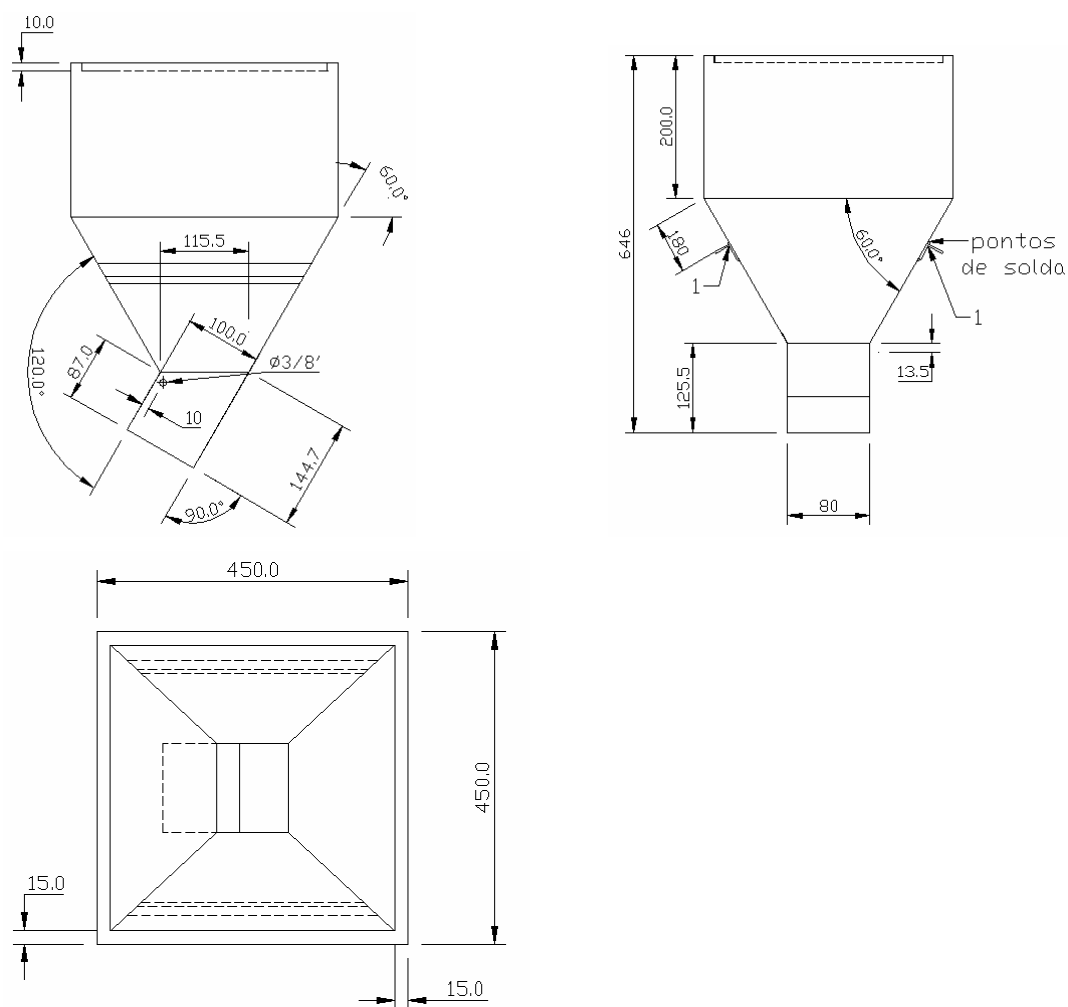


1 - Metalon de 50x50 mm. 2 - Cantoneira de 40x40 mm.

Figura 2 - Detalhe da estrutura da abanadora (chassi).

A moega de alimentação foi construída de chapa de aço, num formato trapezoidal. A capacidade da moega era de $0,0586 \text{ m}^3$ e suas bordas foram revestidas de perfis de aço carbono, tipo cantoneira, de abas de $10 \times 15 \text{ mm}$ (Figura 3). As paredes dessa moega formaram um ângulo de 60° com a horizontal. Foi construída uma válvula tipo borboleta, de acionamento manual, com o objetivo de regular o fluxo de material durante a operação da abanadora. A moega foi montada na parte superior da máquina e fixada na estrutura da máquina por parafusos.

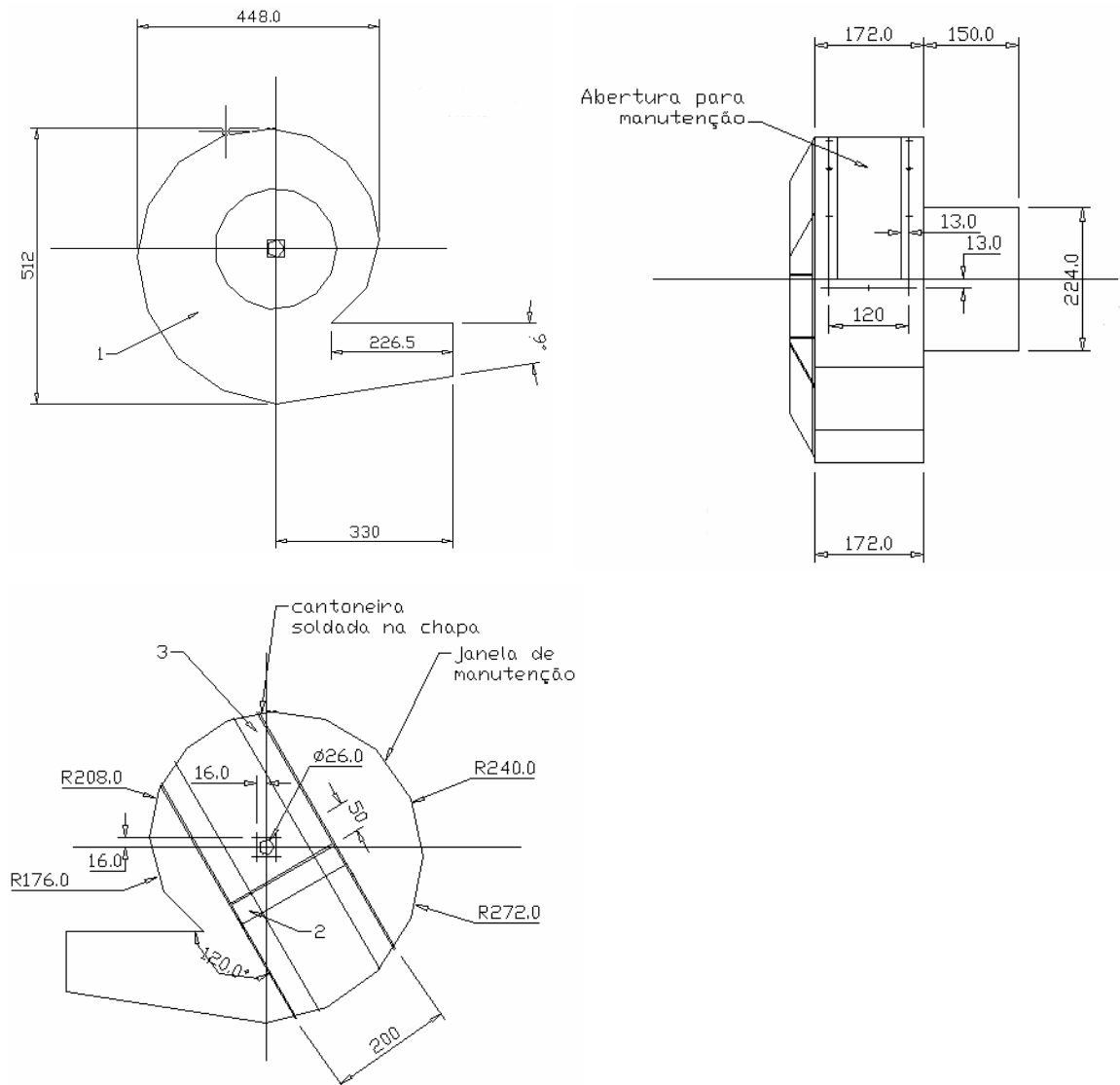
O sistema de ventilação da máquina é dotado de um ventilador centrífugo. A vazão de ar do ventilador foi calculada com base nas propriedades aerodinâmicas do fruto de café (BLEIER, 1997 e MAGALHÃES, 1999). Um dispositivo na forma de um cone foi usado para regular o fluxo de ar na entrada do ventilador. Na Figura 4 é apresentado o detalhe da voluta do ventilador da abanadora.



1 - Cantoneira de $25 \times 25 \text{ mm}$. 2 - Chapas de aço de $1,6 \text{ mm}$. 3 - Cotas em mm .

Figura 3 - Detalhe da moega de alimentação da abanadora.

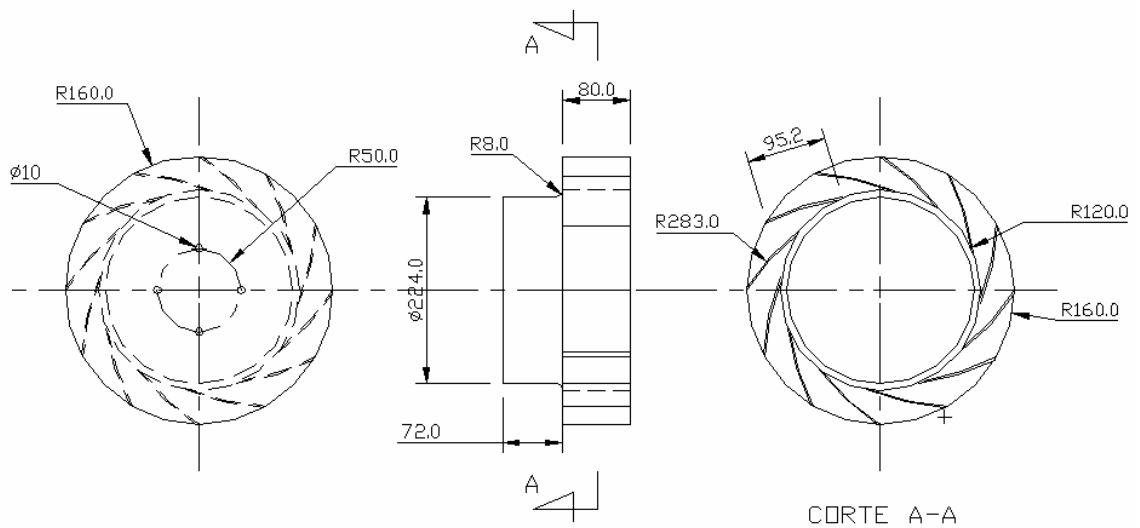
O rotor do ventilador é dotado de 12 pás de 80x95,2x1,6 mm, 320 mm de diâmetro externo e 240 mm de diâmetro interno, 80 mm de largura, sendo fixado à estrutura da máquina por meio de eixo de aço carbono maciço (Figura 5).



1 - Chapa de aço 1,6 mm. 2 - Chapa de aço 1,6 mm. 3 - Cantoneira de 40x40 mm. 4 - Cotas em mm.

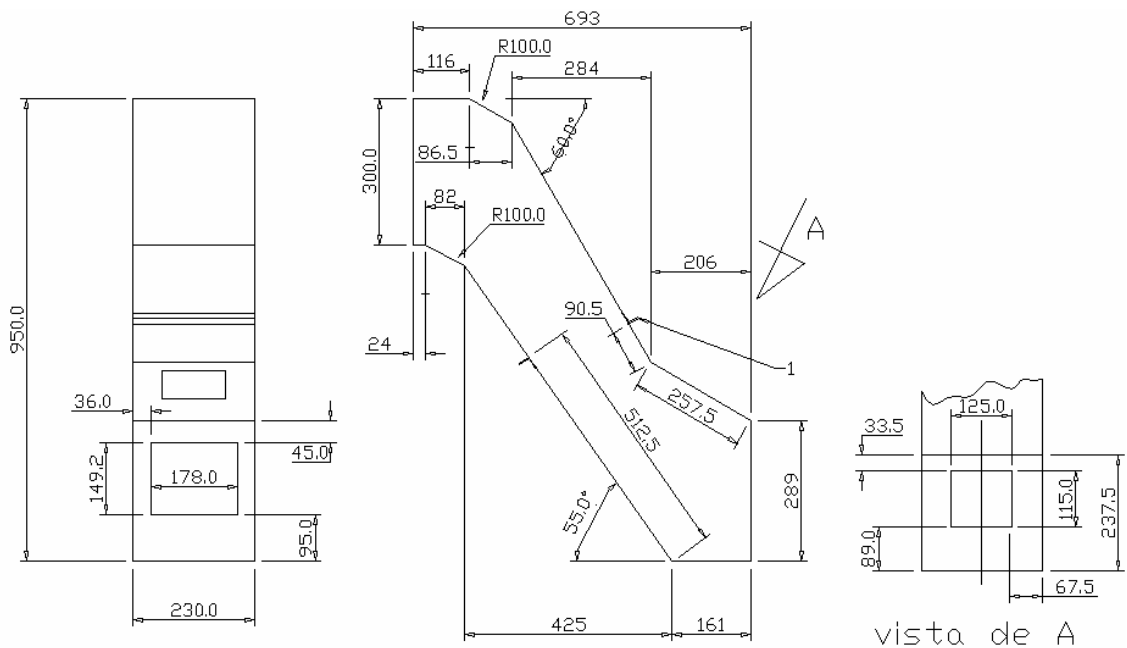
Figura 4 - Detalhe da voluta do ventilador da abanadora.

O duto de saída de ar do ventilador foi construído com 693 mm de comprimento. A abertura inicial do duto foi construída com 230 mm de largura e 289 mm de altura, tendo no final, a mesma largura e altura de 300 mm (Figura 6). O duto tem a função de direcionar o fluxo de ar para a saída da moega de alimentação e de conduzir as impurezas para fora da máquina. A finalidade do direcionamento do fluxo de ar na saída da moega, onde cai o fruto de cafeeiro, é a de pré-separar os frutos das impurezas leves e das folhas.



1 - Cotas em mm.

Figura 5 - Detalhe do rotor do ventilador da abanadora.



1 - Cantoneira de 25x25 mm. 2 - Cotas em mm.

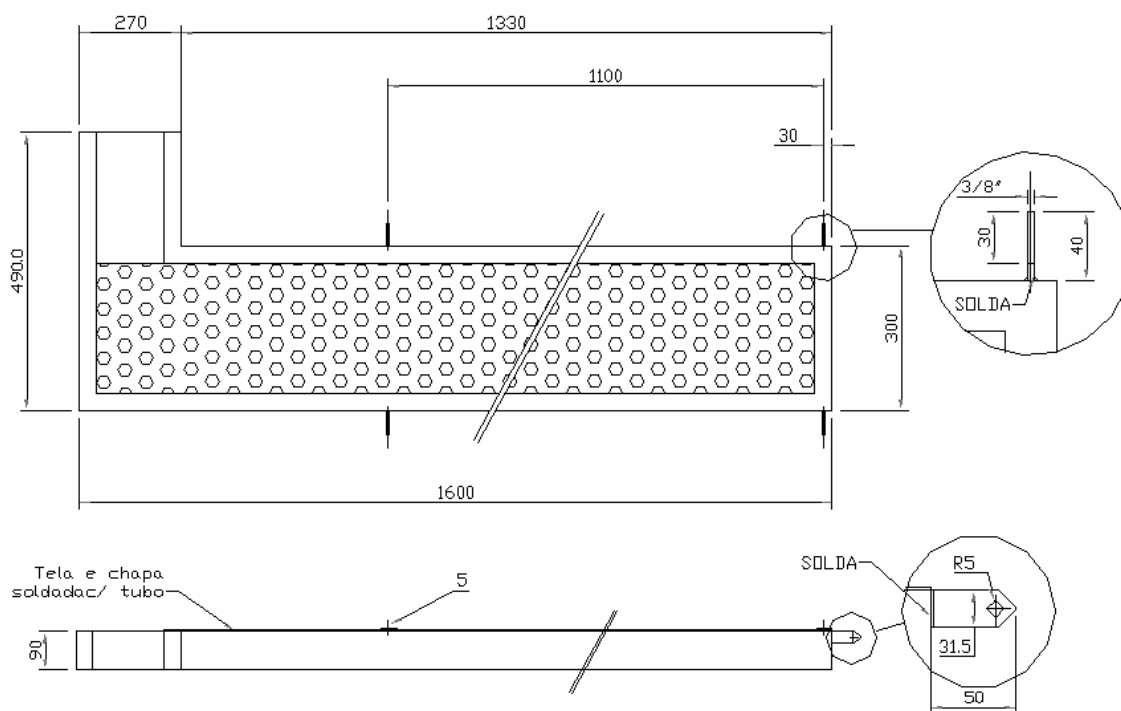
Figura 6 - Detalhe do duto de saída do ventilador da abanadora.

A caixa de peneiras, posicionada no interior da estrutura da abanadora, foi construída com inclinação de 4,9 graus. A caixa de peneiras é composta por duas peneiras, uma superior e outra inferior, dispostas uma sobre a outra em posições paralelas.

As funções da caixa de peneiras foram de transportar os frutos do cafeeiro por meio do movimento de vibração e da inclinação da caixa, enquanto ocorria,

simultaneamente, a separação dos frutos das impurezas. As maiores impurezas eram separadas na peneira superior, enquanto na inferior passavam as impurezas menores.

O comprimento, a largura e a altura da peneira superior são de 1600, 300 e 90 mm, respectivamente. A caixa foi fixada à estrutura da máquina por quatro pinos laterais, com comprimento de 40 mm e diâmetro de 10 mm (Figuras 7). A peneira superior apresentava furos de 22 mm e área perfurada de 0,384 m².

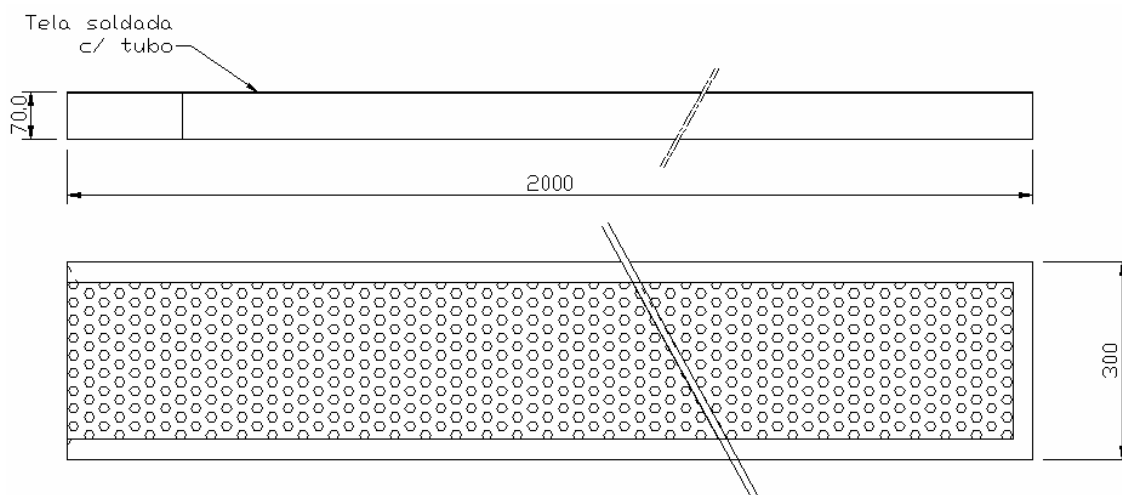


1 - Metalon de 30x70 mm. 2 - Cotas em mm.

Figura 7 - Detalhe da peneira superior da abanadora.

A peneira inferior apresentava 2000 mm de comprimento e 300 mm de largura, com furos de 6 mm e área perfurada de 0,469 m² (Figura 8). Na extremidade da peneira inferior foi posicionada uma bica de ensaque dos frutos do cafeeiro separados, enquanto as impurezas saíam lateralmente na peneira superior.

Um sistema de vibração constituído de um eixo excêntrico foi instalado abaixo da caixa das peneiras. O munhão excêntrico foi acionado por meio de uma polia simples acoplada ao eixo do ventilador. A transmissão do eixo do motor para uma polia simples (350 mm), acoplada ao eixo excêntrico das peneiras, foi feita por meio de uma correia de perfil A. O acionamento do eixo excêntrico ocasionou na caixa das peneiras, um movimento no sentido horizontal com percurso variável.



1 - Furo de 6 mm. 2 - Metalon 30x70 mm.

Figura 8 - Detalhe da peneira inferior da abanadora.

Modelagem do sistema de peneiras e de vibração

A modelagem do comportamento dinâmico do sistema de peneiras de uma abanadora foi realizada, utilizando-se o programa computacional visualNastran 4D 2001 R2, versão 6.4, desenvolvido para a simulação de sistemas mecânicos. Nas simulações, foram utilizadas informações como as posições iniciais da caixa das peneiras e do eixo excêntrico, as dimensões da caixa das peneiras e do eixo excêntrico, as velocidades angulares do eixo excêntrico e os ângulos de inclinação das peneiras e do plano de vibração. Foram obtidos o deslocamento, a velocidade e as acelerações linear e angular do sistema de peneiras.

O sistema modelado foi constituído de oito corpos rígidos: a estrutura da máquina, a caixa de peneiras, as quatro barras de conexão entre a estrutura da máquina e a caixa de peneiras, um sistema excêntrico e um eixo que unia o excêntrico à caixa de peneiras.

Na fase de modelagem, foram realizados a caracterização e o desenvolvimento virtual do sistema de separação, incluindo a criação das partes, com a definição de suas posições, geometrias e propriedades de massas, utilizando-se o programa computacional Solid Edge v8. As configurações e a aplicação das condições de contorno, tais como velocidades iniciais, restrições e movimentos prescritos do sistema e forças atuantes nas partes, foram realizadas, utilizando o programa computacional visualNastran 4D.

Os modelos foram simulados com amplitudes de 10, 20 e 30 mm e rotações de 300, 350 e 400 rpm. Foram analisadas as velocidades e acelerações nas direções vertical e horizontal da caixa de peneiras. A partir dos resultados obtidos nas simulações,

determinou-se o coeficiente do modo de operação, definido por SPIVAKOVSKY & DYACHKOV (1985) como sendo:

$$C_o = \frac{\ddot{X} \text{sen } \gamma + \ddot{Y} \text{cos } \gamma}{g \text{cos } \gamma} \quad (1)$$

em que,

C_o - coeficiente do modo de operação, adimensional;

\ddot{Y} - aceleração da peneira na direção vertical, m s^{-2} ;

\ddot{X} - aceleração da peneira na direção horizontal, m s^{-2} ;

γ - ângulo de inclinação da peneira, graus;

g - aceleração gravitacional, m s^{-2} .

O coeficiente do modo de operação caracteriza o comportamento do fluxo de produto sobre a peneira. Um coeficiente do modo de operação menor que 1 significa que o produto terá maior tempo de residência dentro da máquina, o que contribui para uma melhor eficiência de limpeza.

Avaliação da abanadora

Para avaliar a perda de frutos pela lateral da peneira foram realizados ensaios de separação com a abanadora. O produto utilizado nos testes experimentais foi proveniente da colheita de frutos de cafeeiros Catuaí e Catucaí. Durante a colheita, realizada manualmente ou por uso de uma derriçadora portátil, a derriça foi realizada sobre panos.

A máquina foi acionada, utilizando-se um motor elétrico de indução monofásico de 1,47 kW, para uma rotação de 1.720 rpm. O movimento do motor era transmitido ao eixo do rotor do ventilador e ao sistema de vibração das peneiras. Foram realizados ensaios com três amplitudes (10, 20 e 30 mm). A frequência de oscilação das peneiras foi mantida em 350 ± 10 rpm.

Depois da abanação dos frutos, foram determinadas as massas de frutos separados, a massa de frutos perdidos na lateral da máquina ocasionada pela ação das peneiras, principalmente a inferior, e a massa de impurezas contidas no produto final. O índice de perda na lateral da abanadora (Equação 2) foi determinado pela Equação:

$$I_{pl} = 100 \frac{m_{nl}}{m_0} \quad (2)$$

em que,

I_{pl} - índice de perda na lateral da máquina, %;

m_{nl} - massa de frutos perdidos na lateral da abanadora, kg;

m_0 - massa inicial de frutos de café, kg.

Para caracterizar o fluxo de ar na saída do ventilador, a velocidade do ar na saída do sistema de ventilação foi determinada, utilizando-se um anemômetro de hélices. A primeira leitura foi feita com a válvula cônica do duto de entrada de ar totalmente fechada, em seguida, foram feitas três variações do fluxo de ar e, na última leitura, a válvula de cone foi totalmente aberta. Depois das leituras das velocidades do ar e conhecendo-se a área da seção do duto, foi determinada a vazão de ar do ventilador, conforme Equação 3. As medidas foram realizadas na saída de ar do ventilador, em várias posições, utilizando-se um anemômetro marca Ômega, modelo HHF710.

$$Q = vA_s \quad (3)$$

em que,

Q - vazão de ar do ventilador, $m^3 s^{-1}$;

v - velocidade do ar do ventilador, $m s^{-1}$;

A_s - área da seção da saída do ventilador, m^2 .

Montou-se um experimento estatístico para avaliar a influência da amplitude de vibração sobre a perda de frutos ocasionada durante a utilização da máquina, segundo o delineamento inteiramente casualizado, com 12 repetições. O modelo de regressão dos dados foi selecionado com base no teste t dos coeficientes dos tratamentos e no coeficiente de determinação. As análises de variância e regressão foram realizadas, utilizando-se o programa SAEG, versão 8 (RIBEIRO JÚNIOR, 2001). Adotou-se índice de 5% de probabilidade nas análises.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Na Figura 9, é apresentada a abanadora desenvolvida para separação dos frutos do cafeeiro.

Estudou-se o índice de impureza contida no material oriundo da lavoura e que foi utilizado como matéria-prima no ensaio de avaliação do desempenho da abanadora. Não foi verificada diferença entre os valores de índices de impureza do material obtido da lavoura, depois de o café ser colhido por meio de colheita manual e de uma

derriçadora portátil. O intervalo de confiança do índice de impureza do material obtido da lavoura foi de $11,63 \pm 1,28\%$, utilizando-se o teste t a 5% de probabilidade.



Figura 9 - Abanadora dos frutos de cafeeiro desenvolvida.

O modelo selecionado para o índice de perdas na lateral da peneira é apresentado na Equação 4. O comportamento do índice de perdas na lateral da peneira aumentou com o incremento na amplitude de oscilação das peneiras da abanadora (Figura 10). Os valores de índice de perdas na peneira por deficiência de separação variaram entre 1,27 e 1,64%.

Embora a perda na lateral da peneira possa ser facilmente eliminada com o fechamento do espaço entre as peneiras, esse índice é um indicativo do comportamento dinâmico e do transporte do sistema de peneiras, conforme realizado nas simulações.

$$\hat{I}_{pl} = 1,0933 + 0,0183A \quad R^2 = 0,96 \quad (4)$$

em que,

\hat{I}_{pl} - índice de perda na lateral da peneira estimado, %.

A - amplitude da vibração, mm.

Na Figura 11, são apresentadas as curvas características de velocidade e de vazão de ar do ventilador em função da abertura da entrada de ar do ventilador, para as rotações de 1720 e 1500 rpm no rotor. Pode-se observar que as curvas apresentaram crescimento dos valores de velocidade e de vazão de ar com o aumento na abertura da entrada do ar do ventilador, independentemente da rotação do rotor.

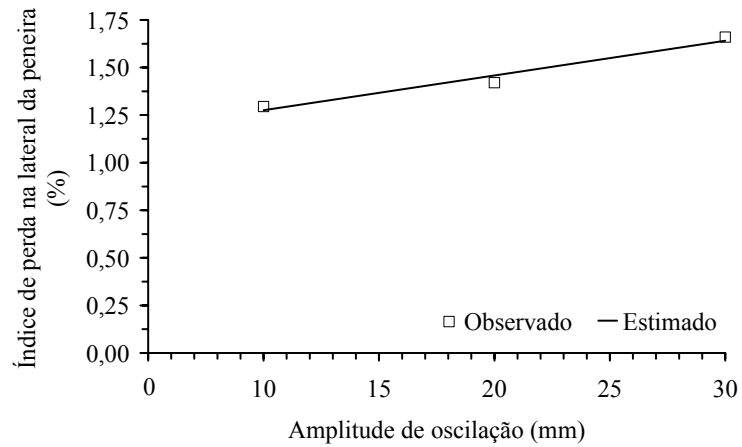
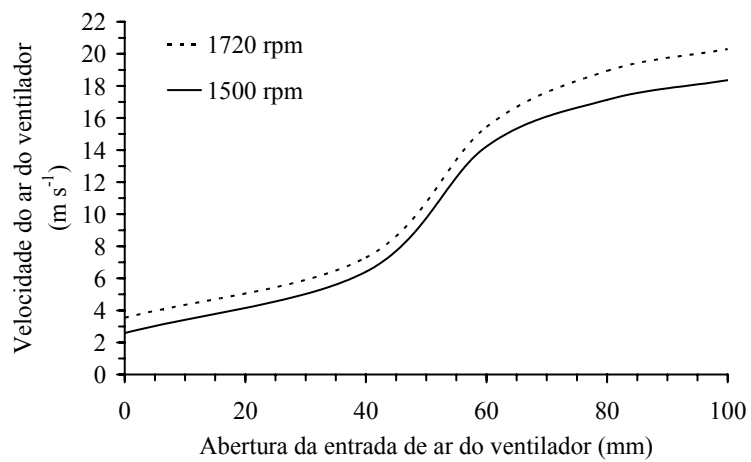
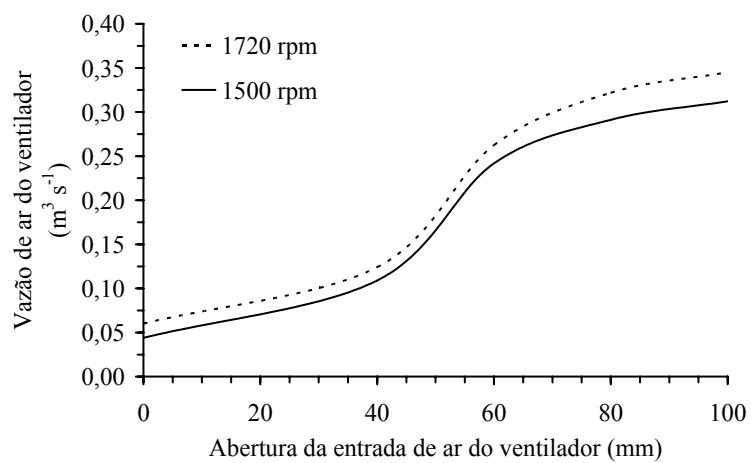


Figura 10 - Índice de perda de frutos na lateral da peneira em função da amplitude de oscilação.



(a)



(b)

Figura 11 - Velocidade (a) e vazão (b) do ar do ventilador da abanadora em função da abertura da entrada do ar, para as respectivas rotações do rotor.

As curvas características do ventilador apresentaram valores de velocidades do ar na saída do ventilador bem próximas das velocidades terminais dos frutos, obtidas por MAGALHÃES (1999), que ficaram entre 11 e 17 m s⁻¹ para os teores de água do produto de 13 a 70%, respectivamente.

Analisando os dados do índice de impureza no produto final separado, não foi verificada influência da amplitude de oscilação das peneiras sobre esse parâmetro. As amplitudes de oscilação das peneiras de 10, 20 e 30 mm apresentaram índices de impurezas no produto final de 1,19; 0,78 e 0,92%, respectivamente, com uma média de 0,96%. Observa-se que a máquina foi capaz de reduzir em 92% as impurezas iniciais contidas no produto.

O modelo virtual do sistema de separação da abanadora de frutos do cafeeiro desenvolvida é apresentado na Figura 12. As simulações foram realizadas, considerando a estrutura da abanadora fixa ao terreno. Não foi considerado o atrito existente entre as partes.

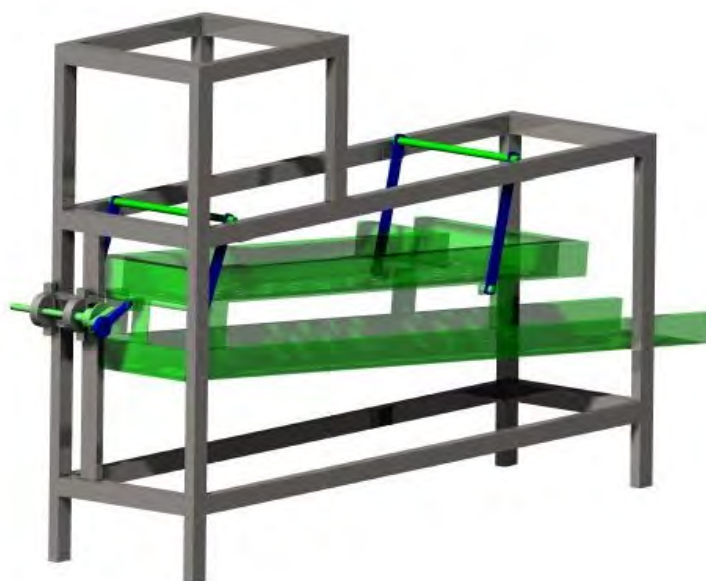
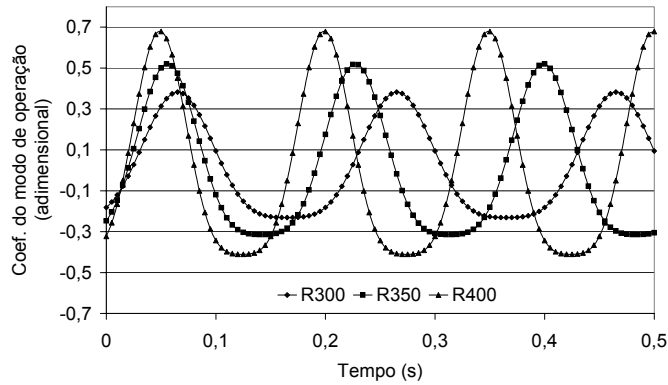


Figura 12 - Modelo virtual do sistema de separação desenvolvido.

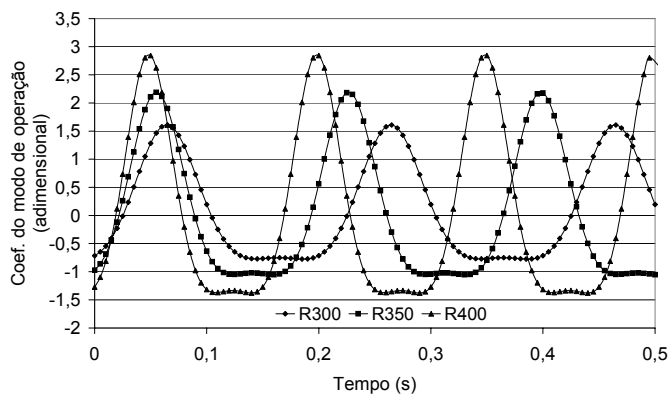
Os valores do coeficiente do modo de operação do sistema de peneiras simulado estão representados na Figura 13, em função do tempo de separação, e das frequências e das amplitudes de vibração simuladas.

A amplitude de 10 mm, independentemente da rotação de trabalho, resultou num coeficiente menor que 1, variando no intervalo entre -0,31 e 0,52. Para essa amplitude nas três diferentes rotações, o produto terá um maior tempo de residência sobre as

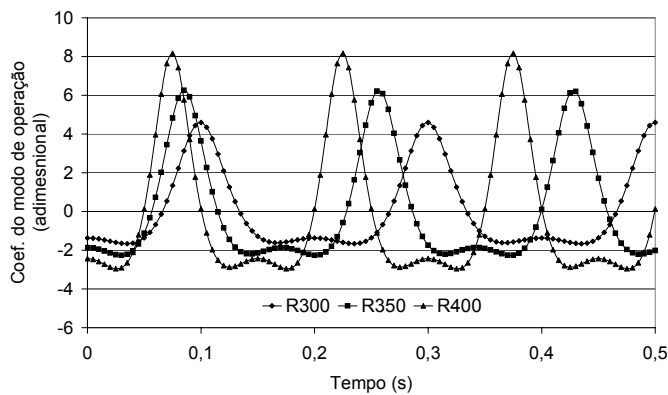
peneiras. As amplitudes de 20 e 30 mm, independentemente da rotação de trabalho, resultaram num coeficiente maior que 1. Assim, os resultados simulados indicam que essas amplitudes não devem ser usadas por resultarem em baixo tempo de residência do produto sobre as peneiras. E ainda, os valores de aceleração na direção horizontal e vertical apresentam-se elevados, podendo o produto ser arremessado para fora da caixa de peneiras, principalmente na maior amplitude e frequência de vibração.



(a)



(b)



(c)

Figura 13 - Coeficiente de modo de operação em função do tempo de simulação, para as amplitudes de 10 (a), 20 (b) e 30 (c) mm e as respectivas frequências de vibração.

Na amplitude de vibração de 10 mm, observou-se que o produto terá maior tempo de residência dentro da máquina, o que pode contribuir para aumentar a eficiência de limpeza. Um produto como o café apresenta elevados índices de impurezas no momento da colheita, fato que tem exigido máquinas com maior capacidade e eficiência no processo de limpeza.

O comportamento do aumento do índice de perda na lateral das peneiras, quando se aumentou a amplitude de oscilação, foi previsto pelo modelo virtual, uma vez que durante as simulações dinâmicas das peneiras, as maiores amplitudes proporcionaram os maiores valores de coeficiente de modo de operação. O modelo virtual apresentou-se como ferramenta útil ao estudo e à análise dinâmica do sistema de separação de uma abanadora de frutos do cafeeiro.

CONCLUSÕES

1. O índice de perda na lateral da abanadora aumentou com o aumento da amplitude de oscilação das peneiras, conforme previsto na simulação.
2. O uso da técnica de simulação dinâmica aplicada à análise de sistemas de limpeza de produtos agrícolas mostrou-se capaz de prever o comportamento dos sistemas com detalhes.
3. Nos modelos simulados, a amplitude de 10 mm apresentou os valores do coeficiente de modo de operação mais próximos da unidade, independentemente da rotação de trabalho utilizada.

LITERATURA CITADA

- BLEIER, F.P. **Fan handbook: selection, application, and design**. New York: McGraw-Hill, 1997. Não paginado.
- CARVALHO, V.D.; CHAGAS, S.J.R.; SOUZA, S.M.C. Fatores que afetam a qualidade do café. **Informe Agropecuário**, Belo Horizonte, v.18, n.187, p.5-20, 1997.
- COAN, O. **Desenvolvimento e análise de desempenho de uma abanadora mecânica de café**. São Paulo, SP: USP. 1981. 87p. Tese de Doutorado
- CORTEZ, J.G. **Efeito de espécies e cultivares e do processamento agrícola e industrial nas características da bebida do café**. Piracicaba, SP: ESALQ. 2001. 71p. (Tese de Doutorado)
- FILGUEIRAS, W.H. **Modelagem da planta de café por elementos finitos para estudo de colheita por vibração**. Viçosa, MG: UFV. 2000. 81p. Tese de Mestrado
- LAW, A.M.; KELTON, W.D. **Simulation modeling and analysis**. 2ª ed., New York: McGraw-Hill, 1991. 759p.

- MAGALHÃES, A.C. **Projeto, construção e avaliação de uma máquina de pré-limpeza de café.** Viçosa, MG: UFV. 1999. 63p. (Tese de Mestrado)
- QUEIROZ, D.M. **Steering performance simulation of rubber-tracked tractor.** West Lafayette: Purdue University, 1996. 233p. (Tese de Ph.D.)
- RAFULL, L.Z.L. **Simulação de sistemas de controle de posição do mecanismo de corte em colhedoras.** Viçosa, MG: UFV, 2003. 103f. Dissertação (Doutorado em Engenharia Agrícola) - Universidade Federal de Viçosa, Viçosa.
- RIBEIRO JÚNIOR, J.I. **Análises estatísticas no SAEG.** Viçosa: Editora UFV, 2001. 301p.
- SAMPAIO, C.P.; MACHADO, M.C.; SILVA, J.S.; SAMPAIO FILHO, D.S. Avaliação de uma abanadora mecânica com acionamento manual para café cereja. In: Simpósio Brasileiro de Pesquisa dos Cafés do Brasil, 2, 2001. Vitória, ES. **Resumos...** Brasília, DF: Embrapa Café, p.764-770. 2001.
- SOUZA, C.M.A; QUEIROZ, D.M.; PINTO, F.A.C.; DIAS, G.P. Modelo de simulação do processo de trilha e separação mecânica em uma recolhedora-trilhadora de fluxo axial para feijão. **Engenharia Agrícola**, Jaboticabal, v.23, n.1, p.96-105, 2003.
- SOUZA, S.M.C. **O café (Coffea arábica L.) na região Sul de Minas Gerias: relação da qualidade com fatores ambientais, estruturais e tecnológicos.** Lavras: UFLA, 1996. 171p. (Tese de Doutorado)
- SPIVAKOVSKY, A.O., DYACHKOV, V.K. **Conveying machines.** Moscow: MIR, 1985. 262p.
- TEIXEIRA, M.M. **Desenvolvimento e desempenho de uma máquina de limpeza a ar, com peneira cilíndrica rotativa, para grãos.** Viçosa, MG: UFV, 1988. 59f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) - Universidade Federal de Viçosa, Viçosa.
- WINSTON, W.L. **Operations research: applications and algorithms.** 3ª ed. Belmont, California: Wadsworth Publishing Company, 1994. 1353p.

ANÁLISE DO DESEMPENHO DE UMA ABANADORA DE FRUTOS DO CAFEEIRO PARA CAFEICULTURA DE MONTANHA

RESUMO

Este trabalho teve como objetivo avaliar o desempenho de uma abanadora de frutos de cafeeiro. Foram realizados ensaios com três amplitudes (10, 20 e 30 mm), duas velocidades do ar do sistema de ventilação (13 e 16 m s⁻¹) e duas rotações (1500 e 1720 rpm) do rotor do ventilador. A capacidade de separação, a potência requerida na separação e a eficiência de separação dos frutos do cafeeiro aumentaram com o incremento na amplitude de oscilação das peneiras da abanadora e na velocidade do ar do ventilador. Não houve influência da rotação do ventilador sobre a eficiência de separação, a potência requerida e o consumo específico de energia da separação dos frutos do cafeeiro. A capacidade de separação dos frutos, o índice de perda e o índice de impureza no produto final aumentaram com o aumento da taxa de alimentação da abanadora, enquanto diminuíram o consumo específico de energia e a eficiência de separação dos frutos.

Palavras-chave: café, colheita, pré-limpeza.

PERFORMANCE ANALYSIS OF A PRE-CLEANING MACHINE OF COFFEE FRUITS

ABSTRACT

The objective of this work was to evaluate the performance of a coffee fruit pre-cleaning machine. Tests were accomplished under three oscillation amplitudes (10, 20 and 30 mm), two air speed of the ventilation system (13 and 16 m s⁻¹) and two angular velocities (1500 e 1720 rpm) of the fan rotor. The separation capacity, the power requirement for separation, the separation efficiency of the fruits increased with the increment in the oscillation amplitude of the sieves and in the air speed of the fan. There was no influence of the fan rotation on the separation efficiency, the power requirement and the specific energy consumption. The separation capacity, the fruits loss and the impurity in the final product increased with the increase of the feeding rate of the pre-cleaning machine, while the specific energy consumption and the separation efficiency of the fruits decreased.

Key-words: coffee, harvesting, pre-cleaning.

INTRODUÇÃO

O Brasil é o maior produtor mundial de café, com uma população cafeeira de aproximadamente 4.835 milhões de covas (BRASIL, 2004). Dentre as áreas produtoras, aquelas de cafeicultura de montanha representam aproximadamente 1.451 milhões de cafeeiros, compreendendo 30% da população cafeeira do Brasil.

A cafeicultura de montanha abrange a Zona da Mata de Minas Gerais, a maioria das áreas de arábica do Estado do Espírito Santo e do Estado do Rio de Janeiro, pequenas áreas do sul de Minas, São Paulo e Paraná (MATIELLO et al., 2002). Essas regiões apresentam características da produção em pequenas áreas, de difícil mecanização e de exploração familiar.

A colheita do cafeeiro é uma etapa da produção, onde se tem empregado maior contingente de mão-de-obra, representando aproximadamente 50% do total anualmente, podendo atingir até 35% dos custos diretos da produção. Além disso, os pequenos cafeicultores deparam-se com problema ainda maior, pois tem-se observado que os médios e grandes cafeicultores contratam mais cedo, os trabalhadores, limitando o número de trabalhadores disponíveis na época da colheita.

De acordo com BÁRTHOLO & GUIMARÃES (1997), durante a colheita são gastos 75% do tempo na derriça no pano, 20% no recolhimento e 5% na abanação, sendo consumidos 70% na derriça no chão, 20% na varrição e recolhimento e 10% na abanação.

Além da eliminação de impurezas que normalmente acompanham os frutos após a colheita, tais como, terra, torrões, pedras, galhos e folhas, a abanação evita, também, problemas nas operações de secagem e beneficiamento, diminuindo, assim, o desgaste dos equipamentos envolvidos no processo (SAMPAIO et al., 2001).

Dentre os princípios mecânicos utilizados na separação de grãos e frutos, podem ser citados os da peneira plana (KACHRU & SAHAY, 1990), das peneiras inclinadas (MAGALHÃES, 1999), das rolos (VRIES et al., 1997), das peneiras rotativas (SRIVASTAVA & HANDY, 1974; TEIXEIRA, 1988) e os do sistema de visão artificial (SARKAR & WOLFE, 1985). Todos os princípios anteriores podem ser combinados com um sistema aerodinâmico, visando auxiliar o processo de separação do produto.

MAGALHÃES (1999) desenvolveu uma máquina compacta de pré-limpeza de frutos de café, que apresentou 0,48% de índice médio de perda por deficiência de separação e 76% de eficiência de separação, utilizando essa máquina, os princípios da

peneira inclinada e fluxo de ar, sendo acionada por um motor elétrico de 1,47 kW de potência.

Para utilização em lavouras de regiões montanhosas, há necessidade de se desenvolverem máquinas mais compactas, que demandem menor potência e apresentem eficiência de abanação capaz de promover maior redução de mão-de-obra total utilizada na colheita.

Segundo MAGALHÃES (1999), para se obter separação ótima, é necessário conhecer a relação ideal entre a amplitude e a frequência de vibração. Quando a separação se apresenta deficiente, podem-se obter perdas de produto, ocasionadas pela espessura da camada de impurezas e/ou pelo tempo de residência do produto na região de separação.

Assim, este trabalho teve como objetivo avaliar o desempenho de uma abanadora de frutos de cafeeiro, em diferentes condições de campo e de regulagem da máquina, visando sua utilização em cafeicultura de montanha.

MATERIAL E MÉTODOS

Este trabalho foi realizado no Departamento de Engenharia Agrícola da Universidade Federal de Viçosa e na Fazenda “Nô da Silva”, localizada no município de Cajuri, MG.

Na Figura 1, está apresentada a abanadora utilizada nos testes de separação dos frutos do cafeeiro. A máquina era formada basicamente por um ventilador e por uma caixa de duas peneiras acionadas por um sistema de vibração. O ventilador foi localizado na estrutura de forma que houvesse fluxo de ar na parte inferior da moega, visando a retirada das folhas e impurezas leves. Os frutos do café e impurezas mais pesadas eram separados pelas peneiras vibradoras. Foi utilizado para o acionamento da máquina, um motor elétrico de indução, de 1,47 kW, para uma rotação de 1.720 rpm. A alimentação do motor foi mantida em 220 V.

A máquina apresentava 2000 mm de comprimento, 500 mm de largura e 1800 mm de altura total. A capacidade da moega era de 0,0586 m³. A caixa de peneiras apresentava inclinação de 4,9 graus. O comprimento, a largura e a altura da peneira superior eram de 1600, 300 e 90 mm, respectivamente. A peneira superior apresentava furos de 22 mm e área perfurada de 0,384 m². A inferior apresentava 2000 mm de comprimento, 300 mm de largura e 70 mm de altura, com furos de 6 mm e área perfurada de 0,469 m².



Figura 1 - Abanadora dos frutos do cafeeiro avaliada.

Um sistema de vibração constituído de um eixo excêntrico foi instalado acima da caixa das peneiras, posicionado na parte superior da estrutura da máquina. O movimento de vibração é acionado através de polias simples acopladas ao eixo do ventilador. A transmissão do eixo do motor para uma polia simples (350 mm), acoplada ao eixo excêntrico, foi feita por meio de uma correia de perfil A. O acionamento do movimento de rotação do eixo excêntrico ocasionou, na caixa das peneiras, um movimento no sentido horizontal, com um percurso variável.

Foram realizados ensaios preliminares com a finalidade de estabelecer as condições de trabalho da abanadora em função da velocidade do ar de saída do ventilador e da taxa média de alimentação dos frutos do cafeeiro.

A velocidade do ar na saída do sistema de ventilação foi determinada, utilizando-se um anemômetro de hélices. A primeira leitura foi feita com a válvula cônica do duto de entrada de ar totalmente fechada. Em seguida, foram feitas três variações do fluxo de ar e, na última leitura, a válvula de cone foi totalmente aberta. Depois das leituras das velocidades do ar e conhecendo-se a área da seção do duto, foi determinada a vazão de ar do ventilador, conforme a Equação 1. As medidas foram realizadas na saída de ar do ventilador, em várias posições, utilizando-se um anemômetro marca Ômega, modelo HHF710.

$$Q = vA_s \quad (1)$$

em que,

Q - vazão de ar do ventilador, $m^3 s^{-1}$;

v - velocidade do ar do ventilador, m s^{-1} ;

A_s - área da seção da saída do ventilador, m^2 .

Os valores da velocidade do ar do ventilador selecionados para o ensaio de desempenho foram de 13 e 16 m s^{-1} , obtidos para uma rotação de 1720 rpm nas aberturas de 54 e 62 mm e para uma rotação de 1500 rpm nas aberturas de 57 e 70 mm (Figura 2a). As vazões do ar do ventilador obtidas nas velocidades de 13 e 16 m s^{-1} foram de 0,221 e 0,272 $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$, respectivamente (Figura 2b). As velocidades selecionadas estão na faixa dos valores obtidos por MAGALHÃES (1999), para as velocidades terminais dos frutos do cafeeiro.

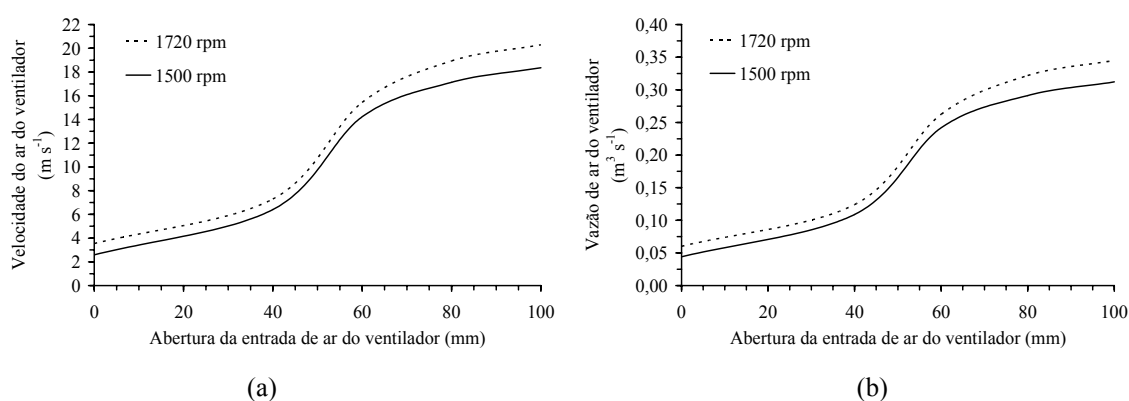


Figura 2 - Velocidade (a) e vazão (b) do ar do ventilador da abanadora em função da abertura da entrada do ar, para as respectivas rotações do rotor.

O produto utilizado nos testes experimentais foi proveniente da colheita de frutos de cafeeiros Catuaí e Catucaí. Durante a colheita, realizada manualmente ou por uso de uma derriçadora portátil, a derriça foi realizada sobre panos.

Os testes para a avaliação do desempenho da máquina consistiram inicialmente em regular a velocidade do ar e o diâmetro da polia que aciona o ventilador e a amplitude de vibração. Em seguida, a máquina era alimentada com a massa de frutos, folhas e outras impurezas obtidas na colheita, por meio da moega da abanadora, quando o cronômetro era acionado. O final de cada teste com a máquina ficou definido com o fim da queda dos frutos na bica de ensaque. O tempo de cada teste foi cronometrado, utilizando-se um cronômetro da marca Technos, com resolução de 0,01 s.

Foram realizados ensaios com três amplitudes (10, 20 e 30 mm), duas velocidades do ar do sistema de ventilação (13 e 16 m s^{-1}) e duas rotações (1500 e 1720 rpm) do rotor do ventilador. Em cada teste, foram determinados a massa de produto total inicial (frutos e impurezas), o tempo que os frutos levavam para serem separados e

a potência requerida na separação. A frequência de oscilação das peneiras foi mantida em 350 ± 10 rpm. A potência foi determinada em função da tensão e da corrente elétrica, medidas, utilizando-se dois multímetros digitais marca Tektronix, modelo “TEK DMM252”.

Depois da abanação dos frutos, foram determinadas as massas de frutos separados, a massa de frutos perdidos no sistema de separação e de ventilação e a massa das impurezas retiradas pelo sistema de separação e de ventilação.

Na avaliação da máquina de abanação, foram determinados a capacidade de separação, o consumo específico de energia, a eficiência de separação e o índice de perda por deficiência de separação.

A capacidade de separação foi determinada pela relação entre a massa dos frutos do cafeeiro após passagem pela máquina e o tempo gasto na separação e a área perfurada da peneira superior, conforme segue:

$$C_s = 60 \frac{m_s}{At_s} \quad (2)$$

em que,

C_s - capacidade de separação, $\text{kg h}^{-1}\text{m}^{-2}$;

m_s - massa dos frutos do cafeeiro separados, kg;

A - área perfura da peneira, m^2 ;

t_s - tempo de separação, min.

O consumo específico de energia foi determinado pela relação entre a potência elétrica consumida pelo motor da máquina e a massa de frutos de cafeeiros separados pelo respectivo tempo de separação, conforme segue:

$$C_e = \frac{P}{C_s} \quad (3)$$

em que,

C_e - consumo específico de energia, kWh kg^{-1} ;

P - potência exigida no motor elétrico, kW.

Foram utilizadas amostras de 2 kg coletadas durante os testes para a determinação do índice de impureza. As impurezas foram classificadas em terra, folhas e galhos. Após a separação e classificação das impurezas, essas foram pesadas. A

eficiência de separação da máquina foi determinada em função do índice de impureza inicial e final do produto, utilizando-se a equação proposta por McCABE & SMITH (1976), conforme segue:

$$\eta_s = \frac{I_e(I_i - I_f)(I_e - I_i)(1 - I_f)}{I_i(1 - I_i)(I_e - I_f)^2} \quad (4)$$

em que,

- η_s - eficiência de separação da máquina, dec.;
- I_e - índice de impureza do produto não separado, dec.;
- I_i - índice de impureza inicial, dec.;
- I_f - índice de impureza final, dec.

Os índices de impureza foram determinados pela relação entre o peso do material diferente de frutos e o peso inicial da amostra, conforme apresentado a seguir.

$$I_k = 100 \left[\frac{m_i}{m_m} \right]_k \quad (5)$$

em que,

- I_k - índices de impureza, %;
- m_i - massa de impureza e material estranho, g;
- m_m - massa inicial da amostra, g;
- k - tipo de material (inicial, final e não separado).

Após cada teste de separação do material eliminado com as impurezas, seja no ventilador ou na peneira, foram retirados todos os frutos ali presentes para se determinar o índice de perda por deficiência de separação. Nos frutos do cafeeiro obtidos em relação ao inicial, foi considerada a porcentagem de frutos não-separados. Os índices de perda por deficiência de separação na peneira (Equação 6) e no ventilador (Equação 7) foram determinados:

$$I_{pp} = 100 \frac{m_{np}}{m_0} \quad (6)$$

$$I_{pv} = 100 \frac{m_{nv}}{m_0} \quad (7)$$

em que,

I_{pp} - índice de perda na peneira por deficiência de separação, %;

I_{pv} - índice de perda no ventilador por deficiência de separação, %;

m_{np} - massa de frutos não separados na peneira, kg;

m_{nv} - massa de frutos lançados para fora da máquina pelo ventilador, kg;

m_0 - massa inicial de frutos de café, kg.

O índice de perda total da abanadora por deficiência de separação foi determinado pela soma dos índices de perda no ventilador e na peneira.

Montou-se um experimento no esquema de parcelas subdivididas, em que as amplitudes foram consideradas as parcelas e a rotação do ventilador e a velocidade de ar desse foram as subparcelas, segundo o delineamento inteiramente casualizado, com três repetições.

Os modelos de regressão dos dados foram selecionados com base no teste t dos coeficientes dos tratamentos, no coeficiente de determinação e na análise do fenômeno em estudo. Para comparação entre médias, foi utilizado o teste de Tukey, a 5% de probabilidade.

As análises de variância e regressão foram realizadas utilizando-se o programa SAEG, versão 8 (RIBEIRO JÚNIOR, 2001). Adotou-se o índice de 5% de probabilidade nas análises.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

A potência requerida na separação dos frutos do cafeeiro aumentou linearmente (Equação 8) com o incremento na amplitude de oscilação das peneiras da abanadora e na velocidade do ar do ventilador. Na Figura 3, pode-se observar o comportamento da potência requerida na separação, em função da amplitude da oscilação das peneiras, fixando-se a velocidade do ar do ventilador, tendo-se verificado valores entre 0,427 e 0,526 kW.

$$\hat{P} = 0,2666 + 0,00352A + 0,009645v \quad R^2 = 0,76 \quad (8)$$

em que,

\hat{P} - potência requerida na separação estimada, kW;

A - amplitude de oscilação das peneiras, mm;

v - velocidade do ar do ventilador, m s⁻¹.

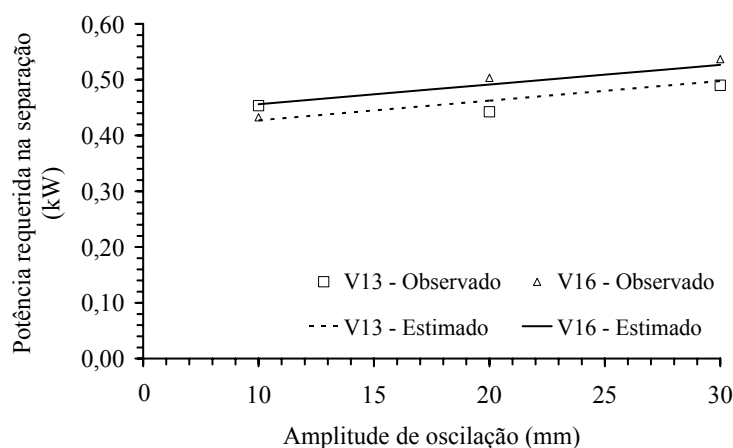


Figura 3 - Potência requerida na separação dos frutos em função da amplitude de oscilação das peneiras, para a velocidade do ar do ventilador de 13 (V13) e 16 (V16) m s^{-1} .

No Quadro 1, está apresentado o desdobramento da interação entre as rotações do rotor do ventilador e as velocidades do ar do ventilador, quando se analisou a potência requerida na separação. Verifica-se que não houve influência da interação entre a rotação do rotor e a velocidade do ar do ventilador sobre a potência requerida na separação dos frutos do cafeeiro para a maior polia utilizada, enquanto na rotação de 1720 rpm, a velocidade de 16 m s^{-1} proporcionou maior valor.

Quadro 1 - Potência requerida (kW) na separação dos frutos em função da rotação do rotor e da velocidade do ar do ventilador

Rotação do rotor do ventilador (rpm)	Velocidade do ar do ventilador (m s^{-1})	
	13	16
1720	0,45 Aa	0,50 Ab
1500	0,48 Aa	0,48 Aa

Médias seguidas por letras iguais (minúsculas na linha e maiúsculas na coluna) não diferem entre si pelo teste de Tukey, a 0,05 de probabilidade.

Esse resultado indica que a rotação de 1500 rpm no rotor do ventilador deve ser a preferida, pois não houve diferença entre os valores de potência dentro da faixa de velocidade do ar do ventilador estudado. Esse parâmetro pode ser variado em função das impurezas contidas no material obtido da derriça dos frutos, sem se alterar significativamente no consumo de energia da máquina.

O modelo estimado para a capacidade de separação da máquina em função da amplitude de oscilação das peneira da abanadora, está apresentado na Equação 9. A

capacidade de separação aumentou com o aumento da amplitude de oscilação das peneiras, obtendo-se valores entre 731,69 e 1.087,68 kg h⁻¹m⁻² (Figura 4).

$$\hat{C}_s = 553,690 + 17,799A \quad R^2 = 0,87 \quad (9)$$

em que,

\hat{C}_s - capacidade de separação estimada, kg h⁻¹m⁻².

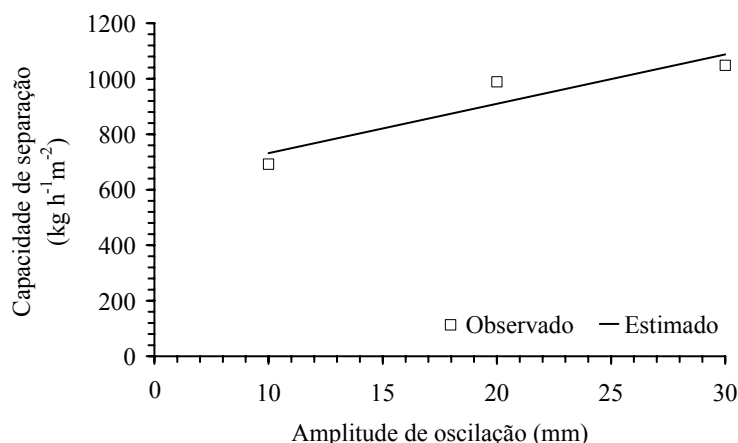


Figura 4 - Capacidade de separação estimada em função da amplitude de oscilação das peneiras da abanadora.

A capacidade de separação da máquina não foi influenciada pela rotação do rotor e pela velocidade do ar do ventilador, obtendo-se valor médio de 909,69 kg h⁻¹m⁻² (Quadro 2).

A capacidade de separação aumentou com o aumento da taxa de alimentação total (frutos + impurezas) da abanadora, como pode ser observado na Figura 5.

Quadro 2 - Capacidade de separação da máquina (kg h⁻¹m⁻²) em função da velocidade do ar e da rotação do rotor do ventilador da abanadora

Velocidade do ar do ventilador (m s ⁻¹)	Rotação do rotor do ventilador (rpm)	
	1720	1500
13	932,24 Aa	913,98 Aa
16	840,68 Aa	951,85 Aa

Médias seguidas por letras iguais (minúsculas na linha e maiúsculas na coluna) não diferem entre si pelo teste de Tukey, a 0,05 de probabilidade.

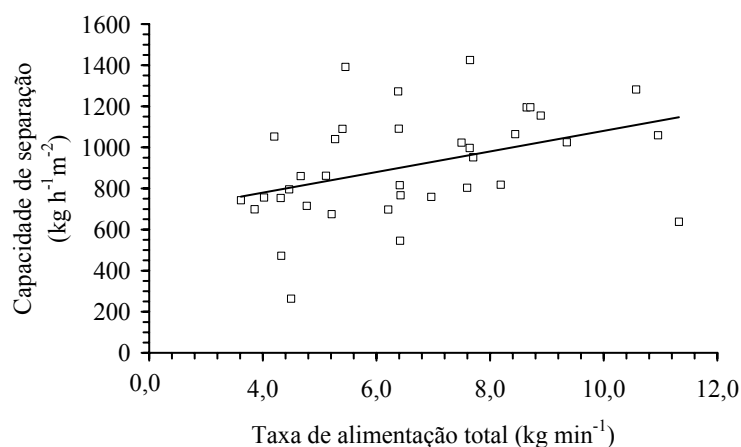


Figura 5 - Capacidade de separação em função da taxa de alimentação total da abanadora.

O consumo específico de energia da abanadora apresentou comportamento decrescente, quando se aumentou a amplitude de oscilação das peneiras, conforme a Equação 10 e a Figura 6. Os valores do consumo específico de energia variaram entre $1,732$ a $1,269 \cdot 10^{-3} \text{ kWh kg}^{-1}$.

$$\hat{C}_e = 1,9629 - 0,0231A \quad R^2 = 0,76 \quad (10)$$

em que,

\hat{C}_e - consumo específico de energia estimado, $10^{-3} \text{ kWh kg}^{-1}$.

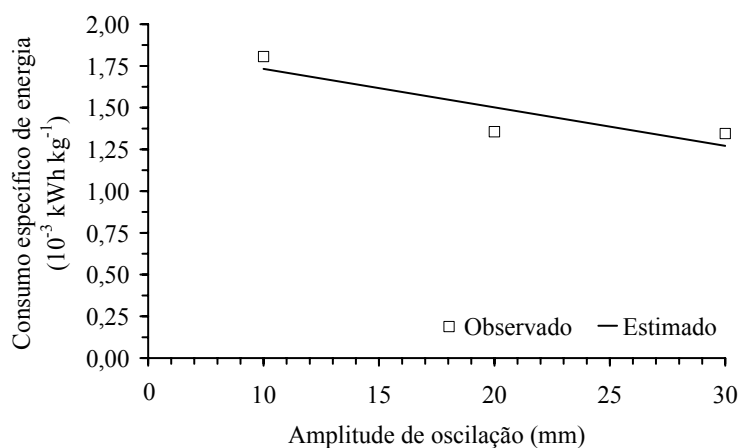


Figura 6 - Consumo específico de energia estimado em função da amplitude de oscilação das peneiras da abanadora.

No Quadro 3, é apresentado o consumo específico de energia requerido pela abanadora em função da velocidade do ar do ventilador e da amplitude de oscilação das peneiras. Verifica-se que não houve influência da amplitude de oscilação das peneiras

sobre o consumo específico de energia, dentro da velocidade do ar de 16 m s^{-1} , enquanto na menor velocidade do ar, o aumento da amplitude ocasionou diminuição de seus valores.

Quadro 3 - Consumo específico de energia ($10^{-3} \text{ kWh kg}^{-1}$) em função da velocidade do ar de saída do ventilador e da amplitude de oscilação das peneiras

Velocidade do ar do ventilador (mm)	Amplitude de oscilação das peneiras (mm)		
	10	20	30
13	2,000 Aa	1,050 Ab	1,321 Aab
16	1,611 Aa	1,661 Aa	1,368 Aa

Médias seguidas por letras iguais (minúsculas na linha e maiúsculas na coluna) não diferem entre si pelo teste de Tukey, a 0,05 de probabilidade.

Não foi observado efeito da interação entre a velocidade do ar e da rotação do rotor do ventilador da abanadora sobre o consumo específico de energia da separação dos frutos (Quadro 4).

O aumento na taxa de alimentação total da abanadora proporcionou diminuição no consumo específico de energia, conforme a Figura 7.

Quadro 4 - Consumo específico de energia ($10^{-3} \text{ kWh kg}^{-1}$) em função da velocidade do ar e da rotação do rotor do ventilador da abanadora

Velocidade do ar do ventilador (m s^{-1})	Rotação do rotor do ventilador (rpm)	
	1720	1500
13	1,502 Aa	1,413 Aa
16	1,665 Aa	1,428 Aa

Médias seguidas por letras iguais (minúsculas na linha e maiúsculas na coluna) não diferem entre si pelo teste de Tukey, a 0,05 de probabilidade.

Estudou-se o índice de impureza contido no material oriundo da lavoura e que foi utilizado como matéria-prima no ensaio de avaliação do desempenho da abanadora. Não foi verificada diferença significativa entre os valores dos índices de impureza do material obtido da lavoura, depois de serem colhidos por meio da colheita manual e de uma derriçadora portátil. O intervalo de confiança do índice de impureza do material obtido da lavoura foi de $11,63 \pm 1,28\%$, utilizando-se o teste t a 5% de probabilidade.

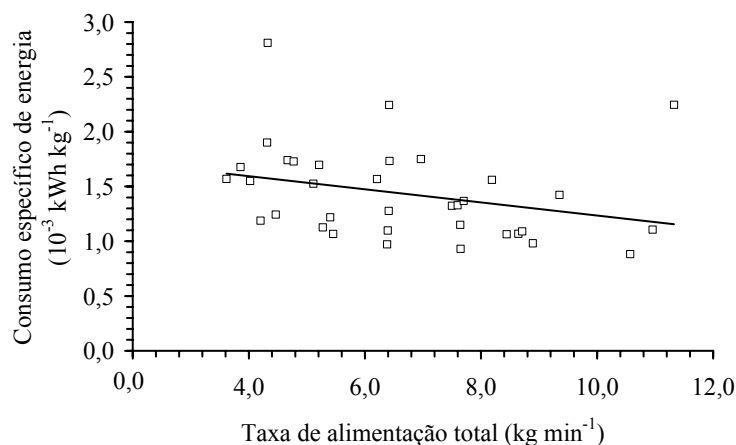


Figura 7 - Consumo específico de energia em função da taxa de alimentação da abanadora.

O modelo selecionado para estimar a eficiência de separação, em função da amplitude de oscilação das peneiras, está apresentado na Equação 11. A eficiência de separação aumentou, quando a abanadora trabalhou com maiores amplitudes de oscilação de suas peneiras (Figura 8). A abanadora, trabalhando na faixa de 10 a 30 mm de amplitude de oscilação das peneiras, proporcionou eficiência de separação entre 89,7 e 92,0%.

$$\hat{\eta}_s = 88,583 + 0,1145A \quad R^2 = 0,67 \quad (11)$$

em que,

$\hat{\eta}_s$ - eficiência de separação estimada, %.

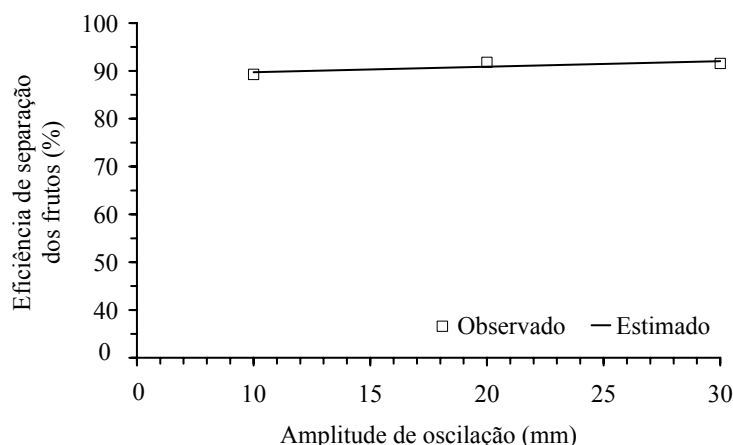


Figura 8 - Eficiência de separação dos frutos em função da amplitude de oscilação das peneiras.

Avaliando a eficiência de separação dos frutos em função da rotação do rotor do ventilador e da amplitude de oscilação das peneiras, verificou-se que não houve efeito do aumento da amplitude de oscilação das peneiras sobre a eficiência de separação, quando se utilizou a rotação de 1720 rpm (Quadro 5). Para a rotação de 1500 rpm, o aumento da amplitude proporcionou aumento da eficiência de separação dos frutos do cafeeiro.

Quadro 5 - Eficiência de separação (%) dos frutos em função da rotação do rotor do ventilador e da amplitude de oscilação das peneiras

Rotação do rotor do ventilador (rpm)	Amplitude de oscilação das peneiras (mm)		
	10	20	30
1720	90,6 Aa	89,8 Aa	91,8 Aa
1500	87,9 Ba	93,7 Bb	91,3 Ab

Médias seguidas por letras iguais (minúsculas na linha e maiúsculas na coluna) não diferem entre si pelo teste de Tukey, a 0,05 de probabilidade.

De maneira geral, a velocidade do ar do ventilador de 16 m s^{-1} apresentou maiores valores de eficiência de separação dos frutos do que o ventilador trabalhando com velocidade do ar de 13 m s^{-1} , equivalendo a valores de 92,2 e 89,5%, respectivamente.

Na Figura 9, está apresentada a eficiência de separação dos frutos em função das taxas de alimentação da abanadora. Verifica-se que o aumento na taxa de alimentação ocasionou ligeira diminuição dos valores da eficiência de separação dos frutos. Quanto maior a camada de folhas e material estranho, maior é a dificuldade de os frutos passarem pela camada de impurezas e pelos crivos da peneira superior da abanadora.

Analisando os dados do índice de impureza no produto final separado, não foi verificada influência da amplitude de oscilação das peneiras e da rotação do rotor do ventilador sobre seus valores. As amplitudes de oscilação das peneiras de 10, 20 e 30 mm apresentaram índices de impurezas no produto final de 1,19; 0,78 e 0,92%, respectivamente. Utilizando-se a rotação do ventilador de 1720 rpm, observou-se um índice de impureza no produto final de 1,07%, enquanto usando 1500 rpm, esse mesmo índice foi de 0,86%.

A maior velocidade do ar na saída do ventilador apresentou, em média, menor valor de índice de impureza no produto final separado, conforme Quadro 6.

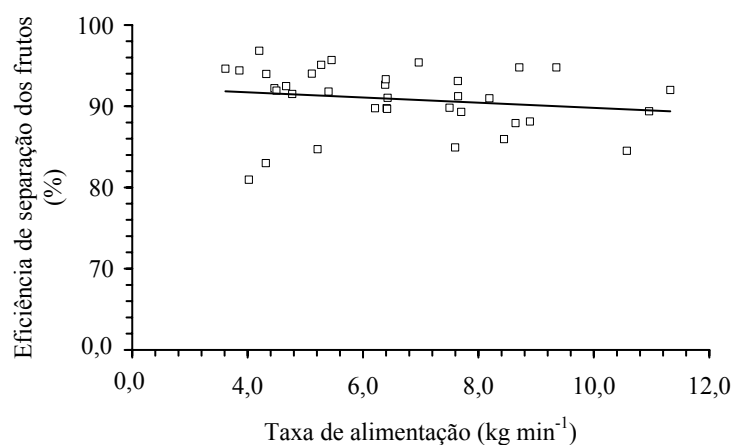


Figura 9 - Eficiência de separação dos frutos em função da taxa de alimentação da abanadora.

Quadro 6 - Índice de impureza no produto final separado para as velocidades do ar do ventilador

Velocidade do ar do ventilador (m s ⁻¹)	Índice de impureza no produto final (%)
13	1,17 A
16	0,77 B

Médias seguidas por letras iguais não diferem entre si pelo teste de Tukey, a 0,05 de probabilidade.

O índice de impureza no produto final aumentou com o aumento da taxa de alimentação de material diferente de fruto (MDF) da abanadora (Figura 10). Esse comportamento era esperado, pois quanto maior a quantidade de material diferente dos frutos na matéria-prima proveniente da lavoura, maior é a possibilidade de essas impurezas passarem pelos furos da peneira.

O modelo selecionado para o índice de perda na peneira por deficiência de separação está apresentado na Equação 12. O comportamento do índice de perda na peneira por deficiência de separação apresentou-se decrescente com o incremento na amplitude de oscilação das peneiras da abanadora (Figura 11). Os valores do índice de perda na peneira por deficiência de separação variaram entre 0,27 e 0,16%.

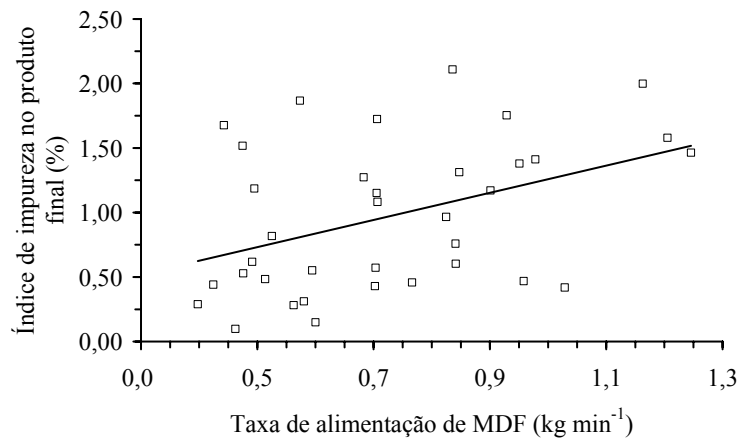


Figura 10 - Índice de impureza no produto final em função da taxa de alimentação de MDF da abanadora.

$$\hat{I}_{pp} = 0,3283 - 0,0056A \quad R^2 = 0,74 \quad (12)$$

em que,

\hat{I}_{pp} - índice de perda estimado na peneira, %.

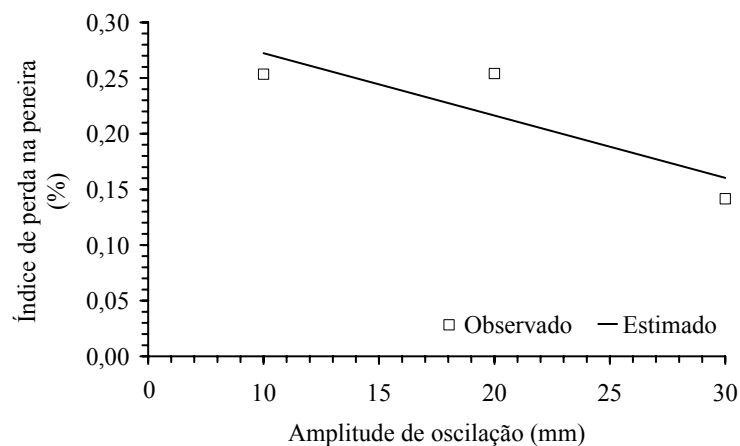


Figura 11 - Índice de perda de frutos na peneira em função da amplitude de oscilação das peneiras.

Analisando o índice de perda de frutos na peneira em função da rotação do rotor do ventilador e da amplitude de oscilação das peneiras (Quadro 7), verificou-se que seus valores diminuíram com a diminuição da rotação do rotor do ventilador da abanadora, trabalhando nas menores amplitudes de oscilação das peneiras. Fixando-se a rotação do ventilador, observou-se que na menor rotação, não houve influência da amplitude de oscilação sobre o índice de perda na peneira por deficiência de separação.

O incremento na velocidade do ar do ventilador não influenciou o índice de perda na peneira por deficiência de separação, quando foi fixada a amplitude de

oscilação (Quadro 8). Por outro lado, quando foi fixada a velocidade do ar do ventilador, o índice de perda na peneira por deficiência de separação diminuiu com o aumento da amplitude de oscilação das peneiras, para a maior velocidade do ar. Para a menor velocidade do ar, não houve efeito da amplitude de oscilação das peneiras (Quadro 8).

Quadro 7 - Índice de perda de frutos na peneira (%) em função da rotação do rotor do ventilador e da amplitude de oscilação das peneiras

Rotação do rotor do ventilador (rpm)	Amplitude de oscilação das peneiras (mm)		
	10	20	30
1720	0,34 Aa	0,39 Aa	0,13 Ab
1500	0,17 Ba	0,13 Ba	0,15 Aa

Médias seguidas por letras iguais (minúsculas na linha e maiúsculas na coluna) não diferem entre si pelo teste de Tukey, a 0,05 de probabilidade.

Quadro 8 - Índice de perda de frutos na peneira (%) dos frutos em função da velocidade do ar de saída do ventilador e da amplitude de oscilação das peneiras

Velocidade do ar do ventilador ($m s^{-1}$)	Amplitude de oscilação das peneiras (mm)		
	10	20	30
13	0,28 Aa	0,12 Aa	0,15 Aa
16	0,23 Aab	0,39 Ba	0,14 Ab

Médias seguidas por letras iguais (minúsculas na linha e maiúsculas na coluna) não diferem entre si pelo teste de Tukey, a 0,05 de probabilidade.

O índice de perda no ventilador foi, em média, de 0,34% quando se variou a amplitude de oscilação das peneiras. Analisando a rotação do ventilador, observou-se que o menor valor apresentou 0,23% de índice de perda no ventilador, enquanto a maior rotação proporcionou 0,45%. A velocidade de ar do ventilador de 16 $m s^{-1}$ apresentou maiores valores de índice de perdas no ventilador do que a de 13 $m s^{-1}$, representando 0,5% e 0,17%, respectivamente.

O índice de perda total por deficiência de separação apresentou tendência de diminuição de seus valores, quando foi aumentada a amplitude de oscilação das peneiras (Quadro 9). Os valores do índice de perda total por deficiência de separação variaram entre 0,47 e 0,62%.

Quadro 9 - Índice de perda total por deficiência de separação (%) dos frutos em função da amplitude de oscilação das peneiras

Amplitude de oscilação das peneiras (mm)		
10	20	30
0,62 a	0,47 b	0,58 a

Médias seguidas por letras iguais não diferem entre si pelo teste de Tukey, a 0,05 de probabilidade.

Analisando o índice de perda total por deficiência de separação em função da velocidade do ar e da rotação do rotor do ventilador da abanadora (Quadro 10), verificou-se um aumento de seus valores, quando foi aumentada a velocidade do ar, para a rotação de 1720 rpm. Quando foi fixada a rotação de 1500 rpm, não foi observada diferença entre índices de perda total entre as duas velocidades do ar do ventilador. Fixando-se a velocidade do ar do ventilador em 16 m s^{-1} , verificou-se que o uso da rotação de 1720 rpm ocasionou maior índice de perda total da abanadora.

Quadro 10 - Índice de perda total por deficiência de separação (%) em função da velocidade do ar e da rotação do rotor do ventilador da abanadora

Velocidade do ar do ventilador (m s^{-1})	Rotação do rotor do ventilador (mm)	
	1720	1500
13	0,44 Aa	0,27 Aa
16	1,03 Ba	0,48 Ab

Médias seguidas por letras iguais (minúsculas na linha e maiúsculas na coluna) não diferem entre si pelo teste de Tukey, a 0,05 de probabilidade.

O índice de perda total por deficiência de separação aumentou com o aumento da taxa de alimentação (Figura 12). Da mesma forma que para a separação, esse comportamento pode ser atribuído ao fato de que quanto maior é a camada de folhas e material estranho, maior é a dificuldade de os frutos passarem pela camada de impurezas e pelos crivos da peneira superior da abanadora.

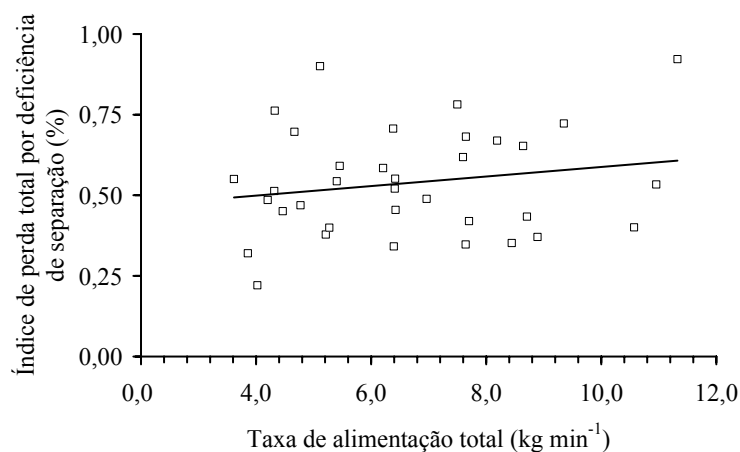


Figura 12 - Índice de perda total de frutos por deficiência de separação em função da taxa de alimentação total da abanadora.

A abanadora analisada apresentou desempenho satisfatório, com índice de perda total de frutos de 0,55%, eficiência de separação de 91%, capacidade de separação de 350 kg h⁻¹ e consumo específico de energia de 1,502 10⁻³ kWh kg⁻¹. Resultado semelhante de perda por deficiência de separação foi obtido por MAGALHÃES (1999), enquanto a eficiência de separação apresentou menor valor. O consumo específico de energia e a capacidade de separação obtidos por esse autor apresentaram valores mais elevados que a da abanadora avaliada.

Embora a abanadora avaliada tenha apresentado menor capacidade de separação que a máquina desenvolvida por MAGALHÃES (1999), para a cafeicultura de montanha apresentou excelentes resultados, principalmente por proporcionar baixo índice de impureza no produto final, equivalendo a 0,96%, valor inferior ao apresentado pela máquina desenvolvida por MAGALHÃES (1999), que proporcionou valor de 2,2%.

A máquina avaliada foi considerada versátil por apresentar massa total vazia de 128 kg, valor esse menor que as massas das máquinas de pré-limpeza disponíveis no mercado e também menor que aquela desenvolvida por MAGALHÃES (1999). Esse valor de massa da abanadora avaliada representa uma redução de 48% no peso, quando comparada com as das máquinas de limpeza disponíveis, cujo menor peso encontrado foi de 246 kg.

CONCLUSÕES

1. A capacidade de separação, a potência requerida na separação e a eficiência de separação dos frutos do cafeeiro aumentaram com o incremento na amplitude de oscilação das peneiras da abanadora e na velocidade do ar do ventilador.
2. O consumo específico de energia apresentou comportamento decrescente quando se aumentou a amplitude de oscilação das peneiras.
3. Não houve influência das rotações do rotor do ventilador estudadas sobre a capacidade de separação, a eficiência de separação, o índice de impureza no produto final, a potência requerida e o consumo específico de energia.
4. A capacidade de separação dos frutos, o índice de perda e o índice de impureza no produto final aumentaram com o aumento da taxa de alimentação da abanadora, enquanto diminuíram o consumo específico de energia e a eficiência de separação dos frutos.
5. O índice de impureza no produto final não foi influenciado pela amplitude de oscilação das peneiras, enquanto a velocidade do ar na saída do ventilador de 16 m s^{-1} apresentou menores valores.
6. O índice de perda na peneira por deficiência de separação apresentou-se decrescente com o incremento na amplitude de oscilação das peneiras da abanadora.
7. A velocidade do ar de 13 m s^{-1} e a rotação do ventilador de 1500 rpm apresentaram menores índices de perda no ventilador.
8. O índice de perda total da abanadora aumentou quando foram aumentadas a velocidade do ar e a rotação do ventilador.

LITERATURA CITADA

- BÁRTHOLO, G.F.; GUIMARÃES, P.T.G. Cuidados na colheita e preparo do café. **Informe Agropecuário**, Belo Horizonte, v.18, n.187, p.33-42, 1997.
- BRASIL. Ministério da Agricultura e do Abastecimento. Companhia Nacional de Abastecimento. **Relatório da safra 2003/2004**. <http://www.conab.gov.br/>. Mar., 2004.
- KACHRU, R.P.; SAHAY, K.M. Development and testing of pedal-cum-power operated air screen grain cleaner. **Agricultural Mechanization in Asia, Africa and Latin America**, v.21, n.4, p.29-32, 1990.
- MAGALHÃES, A.C. **Projeto, construção e avaliação de uma máquina de pré-limpeza de café**. Viçosa, MG: UFV. 1999. 63p. (Tese de Mestrado)
- MATIELLO, J.B.; SANTINATO, R.; GARCIA, A.W.R.; ALMEIDA, S.R.; FERNANDES, D.R. **Cultura de café no Brasil: Novo manual de recomendações**. Rio de Janeiro, RJ: MAPA/PROCAFÉ, 2002. 387p.

- McCABE, W.L., SMITH, J.C. **Unit operations of chemical engineering**. 3. ed. Tokyo: McGraw-Hill Kogajusha, 1976. 1028p.
- RIBEIRO JÚNIOR, J.I. **Análises estatísticas no SAEG**. Viçosa: Editora UFV, 2001. 301p.
- SAMPAIO, C.P.; MACHADO, M.C.; SILVA, J.S.; SAMPAIO FILHO, D.S. Avaliação de uma abanadora mecânica com acionamento manual para café cereja. In: Simpósio Brasileiro de Pesquisa dos Cafés do Brasil, 2, 2001. Vitória, ES. **Resumos...** Brasília, DF: Embrapa Café, p.764-770. 2001.
- SARKAR, N.; WOLFE, R. Computer vision based system for quality separation of fresh. **Transaction of the ASAE**, v.28, n.5, p.1714-1718, 1985.
- SRIVASTAVA, A.K.; HANDY, M.Y. Centrifugal grain-straw separation: Part I - theoretical analysis. **Transaction of the ASAE**, v.17, n.2, p.198-200, 1974.
- TEIXEIRA, M.M. **Desenvolvimento e desempenho de uma máquina de limpeza a ar, com peneira cilíndrica rotativa, para grãos**. Viçosa, MG: UFV, 1988. 59f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) - Universidade Federal de Viçosa, Viçosa.
- VRIES, H.C.P.; RIJPMAN, P.J.; OWAA, J.E.S. Development of separator for soybeans. **Agricultural Mechanization in Asia, Africa and Latin America**, v.28, n.1, p.40-42, 1997.

RESUMO E CONCLUSÕES

Esse trabalho foi desenvolvido com o objetivo de analisar um sistema portátil de derriça e de abanação dos frutos do cafeeiro, visando sua utilização em cafeicultura de montanha. Foram determinadas as propriedades físicas do cafeeiro e do fruto que influenciam na derriça por vibração; estudados os efeitos da frequência e amplitude de vibração e do comprimento do galho do cafeeiro sobre a derriça dos frutos de café nos estádios de maturação verde, cereja e passas; avaliada a influência da frequência e da amplitude de vibração e da localização dos frutos no ramo plagiotrópico sobre o tempo, a força aplicada ao pedúnculo e o número de ciclos necessário ao desprendimento desses de cafeeiros Catuaí Vermelho e Catucaí Amarelo, nos estádios de maturação verde, cereja e passas/secos e avaliada a influência do estágio de desenvolvimento e da variedade do cafeeiro sobre o desempenho de uma derriçadora portátil durante a colheita de frutos do cafeeiro. Foi modelado um sistema de peneiras e de vibração de uma máquina de separação, utilizando-se a técnica de simulação de sistemas mecânicos, e desenvolvido uma abanadora dos frutos do cafeeiro e avaliado o desempenho da abanadora, em diferentes condições de campo e de regulagem da máquina.

Concluiu-se desse trabalho que:

- A amplitude de vibração de 30 mm e a frequência de vibração de 20 Hz apresentaram menores tempo e número de ciclos para o desprendimento dos frutos do cafeeiro.
- Os frutos no estágio de maturação passas/secos demandam menos tempo para serem derriçados que os verdes e cerejas.
- A localização dos frutos no ramo plagiotrópico não influenciou o tempo e o número de ciclos necessários ao desprendimento.
- Os parâmetros de vibração e o estágio de maturação apresentaram tempos de desprendimento distintos entre as variedades, sendo que, a variedade Catuaí Vermelho apresentou menores valores.

- Amplitudes de vibração de 22 e 33 mm e frequências de vibração de 18 a 20 Hz propiciaram maior eficiência de derriça dos frutos de café.
- O comprimento dos galhos afeta o processo de derriça.
- A derriça de frutos no estágio de maturação cereja e passas é mais facilmente realizada que no estágio verde.
- A potência elétrica diminuiu quando foi aumentada a rotação do motor elétrico que aciona a derriçadora portátil, enquanto o torque do motor apresentou tendência exponencial.
- A capacidade de derriça da máquina apresentou comportamento distinto entre as duas variedades com o aumento da idade do cafeeiro, embora tenham tendido para valores semelhantes com esse incremento.
- A eficiência de derriça da máquina não foi influenciada pela variedade do cafeeiro, enquanto o aumento na idade do cafeeiro proporcionou ligeira melhoria na eficiência de derriça.
- O aumento da idade do cafeeiro proporcionou diminuição na eficiência de campo efetiva, independentemente da variedade do cafeeiro.
- A desfolha, os números de galhos quebrados, a potência requerida na derriça e o consumo específico de energia aumentaram com o incremento da idade do cafeeiro, independentemente da sua variedade.
- O aumento da carga pendente do cafeeiro proporcionou aumento da eficiência de derriça e da desfolha, não tendo influenciado a capacidade de derriça e a eficiência de campo.
- O nível de ruído próximo ao ouvido do operador da máquina apresentou aumento com o aumento da potência de derriça, estando seus valores acima dos limites de conforto preestabelecidos pela norma NBR 10152 (ABNT, 1987) e a norma NR-15.
- Na colheita manual, houve aumento do número de galhos quebrados por planta, da desfolha e da capacidade de derriça com o aumento da idade do cafeeiro, não tendo sido a eficiência de derriça influenciada pela idade das plantas.
- A capacidade da derriça mecânica foi maior que a capacidade manual.
- A eficiência da derriça não foi influenciada pelo tipo de derriça, independentemente da idade das plantas.
- A derriça realizada manualmente proporcionou maior índice de desfolha e maior número de galhos quebrados que a derriça mecânica.

- O uso da técnica de simulação dinâmica aplicada na análise de sistemas de limpeza de produtos agrícolas mostrou-se capaz de prever o comportamento dos sistemas com detalhes.
- Nos modelos simulados, a amplitude de 10 mm apresentou valores de coeficiente de modo de operação mais próximos da unidade, independentemente da rotação de trabalho utilizada.
- O índice de perda na lateral da abanadora aumentou quando foi aumentada a amplitude de oscilação das peneiras.
- A capacidade de separação, a potência requerida na separação e a eficiência de separação dos frutos do cafeeiro aumentaram com o incremento na amplitude de oscilação das peneiras da abanadora e na velocidade do ar do ventilador.
- O consumo específico de energia apresentou comportamento decrescente quando se aumentou a amplitude de oscilação das peneiras.
- Não houve influência da rotação do rotor do ventilador sobre a capacidade de separação, a eficiência de separação, a potência requerida e o consumo específico de energia da separação dos frutos do cafeeiro.
- A capacidade de separação dos frutos, o índice de perda e o índice de impureza no produto final aumentaram com o aumento da taxa de alimentação da abanadora, enquanto diminuíram o consumo específico de energia e a eficiência de separação dos frutos.
- O índice de impureza no produto final não foi influenciado pela amplitude de oscilação das peneiras e rotação do ventilador, enquanto a velocidade do ar na saída do ventilador de 16 m s^{-1} apresentou menor valor que a de 13 m s^{-1} .
- O índice de perda na peneira por deficiência de separação apresentou-se decrescente com o incremento na amplitude de oscilação das peneiras da abanadora.
- A velocidade do ar de 16 m s^{-1} e a rotação do ventilador de 1720 rpm apresentaram maiores índices de perda no ventilador do que a velocidade de 13 m s^{-1} e rotação de 1500 rpm.
- O índice de perda total da abanadora aumentou quando foram aumentadas a velocidade do ar do ventilador e sua rotação.
- Os equipamentos avaliados apresentam-se como uma boa opção para serem utilizados na cafeicultura de montanha, visto terem mostrado elevada eficiência e baixo consumo energético, fácil transporte e rendimento satisfatório para a atividade.

APÊNDICES

APÊNDICE A

Análises estatísticas do desprendimento dos frutos dos cafeeiros Catucaí Amarelo e Catucaí Vermelho, em diferentes estádios de maturação.

Quadro 1A - Resumo da análise de variância dos dados do tempo de desprendimento dos frutos do cafeeiro Catucaí Amarelo (CA) e Catucaí Vermelho (CV), amplitude e frequência de vibração e estágio de maturação

Fator de variação	GL	Quadrados Médios	
		CA	CV
Amplitude (A)	1	586,3782 **	20,5813 ns
Erro(A)	6	35,8117	15,2306
Frequência (F)	1	0,6112 ns	387,4075 **
A x F	1	190,1251 **	104,5629 ns
Maturação (M)	2	261,1564 **	309,5889 **
A x M	2	154,8366 **	7,9731 ns
F x M	2	60,6807 ns	2,1318 ns
A x F x M	2	12,5042 ns	9,7259 ns
Resíduo	78	22,6573	32,6423

** Significativo a 1% de probabilidade, respectivamente, pelo teste F. ns - Não significativo.

Quadro 2A - Resumo da análise de variância dos dados do tempo de desprendimento dos frutos do cafeeiro Catucaí Amarelo (CA) e Catucaí Vermelho (CV), posição dos frutos no ramo plagiotrópico e estágio de maturação dos frutos

Fator de variação	GL	Quadrados Médios	
		CA	CV
Maturação (M)	2	261,1564 **	309,5889 **
Posição (P)	1	63,6678 **	19,7019 ns
M x P	2	5,4979 ns	25,7872 ns
Resíduo	90	34,8960	34,6491

** Significativo a 1% de probabilidade, respectivamente, pelo teste F. ns - Não significativo.

APÊNDICE B

Quadro 1B - Resumo da análise de variância dos dados de eficiência de derriça dos frutos do cafeeiro dos galhos, amplitude e frequência de vibração e comprimento do galho

Fator de variação	GL	Quadrados Médios
Amplitude (A)	2	22180,1000 **
Erro(A)	9	506,3697
Comprimento galho (C)	1	5686,9330 **
Frequência (F)	3	13170,3800 **
C x F	3	653,3658 ns
A x C	2	496,0468 ns
A x F	6	1805,4060 **
A x C x F	6	959,7617 *
Resíduo	63	440,5367

** e * Significativo a 1 e 5% de probabilidade, respectivamente, pelo teste F. ns - Não significativo.

APÊNDICE C

Quadro 1C - Resumo da análise de variância dos dados número de galhos quebrados (NGQ), carga pendente (PRO), porcentagem de verde (POV), de cereja (POC) e de passas/secos (POS), tempo gasto na derriça no lado de baixo (TBA) e de cima (TCI), capacidade de derriça (CAP), desfolha (DEF), eficiência de derriça (EFI), eficiência de campo efetiva (EFC) e consumo específico de energia (COE)

Fontes de variação	GL	Quadrados médios						
		NGQ	PRO	POV	POC	POS	TCI	
Idade (I)	3	805,6536 **	12,1689 **	799,5117 *	179,4577 ns	224,3768 **	117,9769 *	
Variedade (V)	1	4,8828 ns	1,0855 ns	23,1846 ns	0,5485 ns	16,6009 ns	10,7935 ns	
I x V	3	15,1328 ns	5,6401 **	310,4444 ns	195,6046 ns	176,5608 *	92,9624 ns	
Resíduo	24	17,9453	0,8091	213,2104	120,1200	38,7691	37,7088	
		TBA	CAP	DEF	EFI	EFC	COE	
Idade (I)	3	117,9769 *	198,8667 **	5938,6990 **	2,9609 **	572,0714 **	1,3841 **	
Variedade (V)	1	10,7935 ns	317,9263 **	1904,8810 *	0,0953 ns	914,5654 **	0,5001 ns	
I x V	3	92,9624 ns	383,4827 **	451,5667 ns	0,0205 ns	1103,1490 **	1,5023 **	
Resíduo	24	37,7088	32,0213	456,6917	0,2447	92,1144	0,1398	

** e * Significativo a 1 e 5% de probabilidade, respectivamente, pelo teste F. ns - Não significativo.

APÊNDICE D

Quadro 1D - Resumo da análise de variância dos dados de potência requerida na separação (POT), índice de impureza no produto final (IPF), índice de impureza no produto não separado (INS), índice de impureza inicial (IPN), eficiência de separação (EFS), índice de perdas por separação (PPS), capacidade de separação (CAP), consumo específico de energia (COE), índice de perdas na peneira (IPP), índice de perda no ventilador (IPV) e índice de perda na lateral (IPL)

Fontes de variação	GL	Quadrados médios						
		POT	IPF	INS	IPN	EFS	PPS	
Amplitude (A)	2	0,0149 **	0,5082 ns	21,8449 ns	18,8276 ns	23,2359 *	0,4590 ns	
Erro (A)	6	0,0006	0,1519	7,3686	11,8924	4,3392	0,3955	
Rotação (R)	1	0,0004 ns	0,4292 ns	1,0600 ns	87,1657 *	0,4626 ns	2,8366 **	
R x A	2	0,0041 *	0,3669 ns	0,7688 ns	1,8792 ns	34,4099 **	0,1006 ns	
Velocidade (V)	1	0,0075 *	1,4979 *	271,7797 **	8,5281 ns	64,5723 **	2,9226 **	
V x A	2	0,0057 *	0,3158 ns	59,6464 ns	1,0695 ns	1,9257 ns	0,9666 *	
R x V	1	0,0056 *	0,00007ns	3,1632 ns	0,0558 ns	1,0819 ns	0,0398 ns	
R x V x A	2	0,0009 ns	1,5999 **	17,4369 ns	9,1165 ns	116,5644 **	0,5260 ns	
Resíduo	18	0,0011	0,1849	17,9424	15,0456	4,1909	0,2675	
		CAP	COE	IPP	IPV	IPL		
Amplitude (A)	2	64345,710 **	0,8300 ns	0,0504 **	0,1582 **	0,4131 ns		
Erro (A)	6	6848,079	0,3949	0,0075	0,0078	0,3724		
Rotação (R)	1	2863,052 ns	0,2394 ns	0,1898 **	0,4419 **	0,3408 ns		
R x A	2	608,771 ns	0,0401 ns	0,0656 *	0,0685 ns	0,0178 ns		
Velocidade (V)	1	956,829 ns	0,0719 ns	0,0421 ns	0,9789 **	0,2650 ns		
V x A	2	14262,400 ns	0,7546 ns	0,0869 **	0,0335 ns	0,7094 *		
R x V	1	5558,762 ns	0,0492 ns	0,0491 ns	0,1177 ns	0,5840 ns		
R x V x A	2	11883,190 ns	0,7686 ns	0,1277 **	0,0107 ns	0,2368 ns		
Resíduo	18	6236,442	0,2386	0,0113	0,0459	0,1588		

** e * Significativo a 1 e 5% de probabilidade, respectivamente, pelo teste F. ns - Não significativo.

APÊNDICE E

Quadro 1E - Resumo da análise de variância dos dados de capacidade (CAP) e eficiência (EFI) de derrça, índice de desfolha (DESF) e número de galhos quebrados (NGQ) em função do tipo de derrça e idade das plantas do cafeeiro

Fator de variação	GL	Quadrados Médios	
		CAP	DESF
Tipo derrça (T)	1	1020,3560 **	13340,5400 **
Idade (I)	2	310,2688 **	5086,7860 **
T x I	2	828,4334 **	606,5900 ns
Resíduo	18	36,7852	423,3404
		EFI	NGQ
Tipo derrça (T)	1	0,0265 ns	170,6667 **
Idade (I)	2	0,8105 **	282,0417 **
T x I	2	0,0820 ns	77,0417 *
Resíduo	18	0,1252	16,5833

** e * Significativo a 1 e 5% de probabilidade, respectivamente, pelo teste F. ns - Não significativo.

APÊNDICE F

Modelagem da dinâmica do sistema de separação da abanadora

Para modelar um sistema de corpos rígidos com restrição de movimento é necessário utilizar um sistema de equações que descrevem as restrições do movimento, geralmente do tipo não-linear, e um sistema de equações diferenciais que descrevem as forças atuantes no sistema. Utilizando a Segunda Lei de Newton, NIKRAVESH (1988)¹, propõe o seguinte sistema de equações para modelar um sistema de corpos rígidos:

$$\Phi = \Phi(q) = 0 \quad (1)$$

$$m_i \ddot{r}_i = f_i \quad (2)$$

$$J'_i \dot{\omega}'_i + \tilde{\omega}'_i J'_i \omega'_i = n'_i \quad (3)$$

em que,

Φ - conjunto de restrições do sistema;

q - vetor de coordenadas do sistema;

m_i - massa do corpo i ;

\ddot{r}_i - aceleração do corpo i ;

f_i - soma de todas as forças atuando no corpo i ;

J'_i - tensor de inércia para o corpo i ;

ω'_i - velocidade angular do corpo i ;

$\tilde{\omega}'_i$ - matriz anti-simétrica da velocidade angular do corpo i ;

n'_i - soma de todos os momentos de f_i atuando no corpo i .

As Equações 2 e 3 representam, respectivamente, as equações de movimento de translação e de rotação para o corpo i em relação ao sistema de coordenadas do corpo, e podem ser escritas na forma matricial como:

$$\begin{bmatrix} N & 0 \\ 0 & J'_i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{r}_i \\ \dot{\omega}'_i \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \tilde{\omega}'_i J'_i \omega'_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f \\ n^i \end{bmatrix}_i \quad (4)$$

em que,

$$N_i = \text{diag}[m, m, m]_i.$$

¹ NIKRAVESH, P.E. **Computer-aided analysis of mechanical systems**. New Jersey, Prentice Hall. 1988. 370p.

A Equação 3 pode ser escrita de forma compacta como:

$$M_i \dot{h}_i + b_i = g_i \quad (5)$$

em que,

$$M_i = \begin{bmatrix} N & 0 \\ 0 & J' \end{bmatrix}_i - \text{matriz que contém as massas e momentos de inércia do corpo } i;$$

$$h_i = \begin{bmatrix} \ddot{r} \\ \dot{\omega}' \end{bmatrix}_i - \text{vetor de velocidade do corpo } i;$$

$$b_i = \begin{bmatrix} 0 \\ \tilde{\omega}' J' \omega' \end{bmatrix}_i - \text{vetor que contém os termos quadráticos de velocidade do corpo } i;$$

$$g_i = \begin{bmatrix} f \\ n^i \end{bmatrix}_i - \text{vetor que contém as forças e momentos aplicados ao corpo } i.$$

Generalizando a Equação 5 para um sistema com n corpos, tem-se:

$$M \dot{h} + b = g \quad (6)$$

Em um sistema de corpos rígidos com restrição, dois ou mais corpos são interligados por meio de juntas cinemáticas, que impõem condições de restrição ao movimento relativo entre os corpos do sistema. Cada junta cinemática introduz forças de reações entre os corpos conectados chamadas de forças de restrição, sendo expressas por um vetor $g^{(c)}$:

$$g^{(c)} = [g_1^{(c)T}, g_2^{(c)T}, \dots, g_b^{(c)T}]^T \quad (7)$$

em que,

$g_i^{(c)}$ - vetor de forças de restrição da junta cinemática atuando no corpo i ;

$i = 1, \dots, b$, b , representa o número de corpos rígidos.

Desta maneira, para um sistema de corpos rígidos com restrições a Equação 6 é rescrita como:

$$M \dot{h} + b = g + g^{(c)} \quad (8)$$

Esse sistema de equações, quando aplicado à simulação de sistemas mecânicos, é não-linear e somente pode ser integrado numericamente. O sistema de equações é rígido, o que significa que a solução contém componentes de altas e baixas frequências simultaneamente.