

**WILLIAM HERINGER FILGUEIRAS**

**MODELAGEM DA PLANTA DE CAFÉ POR ELEMENTOS FINITOS  
PARA ESTUDOS DE COLHEITA POR VIBRAÇÃO**

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

**VIÇOSA  
MINAS GERAIS - BRASIL  
ABRIL - 2001**

**Ao** meu pai Milton Filgueiras.

À minha mãe Zilmar Zely Heringer Filgueiras.

**Ao** meu sogro Jair Martins

À minha sogra Zilá Rodrigues Martins

À minha esposa Isméria Luciana Martins da Silva Filgueiras.

À minha filha Williana Martins Filgueiras.

À minha filha Rachel Martins Filgueiras.

À minha filha Jamille Martins Filgueiras.

**Ao** meu filho Davi Martins Filgueiras.

## AGRADECIMENTO

A DEUS, que efetuou em mim o querer e o realizar segundo a sua boa vontade.

À Universidade Federal de Viçosa, por intermédio do Departamento de Engenharia Agrícola, pela oportunidade e pelos ensinamentos.

À Fundação Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES), pela concessão da bolsa de estudo.

À Universidade Vale do Rio Doce - UNIVALE, pela oportunidade de participação no Programa.

Ao professor Daniel Marçal de Queiroz, pelo apoio, pela orientação e pelos conhecimentos transmitidos no decorrer de todo o Programa e principalmente deste trabalho.

**Aos** professores Gutemberg Pereira Dias e Ricardo Marius Della Lucia, pelos conhecimentos transmitidos, pelo apoio, pelas críticas e pelas sugestões.

Aos professores Haroldo Carlos Fernandes e Paulo Cesar Corrêa, pelas sugestões apresentadas.

Aos professores do Curso de Engenharia Mecânica da UNIVALE, pelo apoio e incentivo.

Aos meus pais, Milton e Zilmar, e aos meus irmãos, pelo apoio e carinho nas estadias em Governador Valadares.

À minha esposa Isméria, às minhas filhas Williana, Rachel e Jamille e ao meu filho Davi, pela paciência e compreensão nos meus momentos ausentes.

Aos professores Régis, Tarcísio, Brauliro e Maria Auxiliadora, pela indicação ao mestrado na UFV.

Aos professores dos Departamentos de Engenharia Agrícola, Engenharia Florestal, Solos e Letras.

Aos funcionários do Departamento de Engenharia Agrícola: Edna, Fernanda, Francisco, José Mauro, Marcos, Galinari, Jurandir, Juvercino, D. Maria e Goreti.

Aos funcionários do Laboratório de Mecanização Agrícola: Danilo, Wantuil, Geraldo e, em especial, ao Marcelo.

Aos funcionários do Setor de Secagem: Sr. Raimundo, Silas, Eustáquio e Antônio.

Aos funcionários do viveiro de café da UFV: Delfim e Geraldo.

Aos funcionários do Laboratório de Propriedades Físicas e Mecânicas da Madeira: Arnaldo, Osvaldo e José Magalhães.

À Igreja Presbiteriana de Viçosa, pelo apoio e carinho a mim e à minha família.

Aos colegas: Afonso, Luiz, Marize, Dermeval, Ricardo Fontes, Moisés, Pablo, Jackson, Ricardo Garcia, Carlos Viliotti, Anderson, Roberto Carlos, Antônio Donizete, Milson e Gerson, pela agradável convivência e amizade.

A todos que, de uma forma ou de outra, contribuíram para a realização deste trabalho.

## BIOGRAFIA

WILLIAM HERINGER FILGUEIRAS, filho de Milton Filgueiras e Zilmar Zely Heringer Filgueiras, nasceu em Manhuaçu - Minas Gerais, no dia 23 de março de 1955.

No ano de 1978, lecionou Matemática para o 1º ano do 2º grau no Colégio Santos Dumont, em Governador Valadares.

Em Outubro de 1978, concluiu o curso de Engenharia Mecânica no Instituto de Tecnologia de Governador Valadares - MIT, atualmente Centro de Ciências Exatas e Tecnológicas da Universidade Vale do Rio Doce - UNIVALE.

Em 1981, concluiu o curso de Pós-Graduação "Lato-Sensu" em Metodologia de Ensino Superior, ministrado pela Universidade Federal de Minas Gerais - UFMG, em convênio com a Faculdade de Filosofia e Ciências de Governador Valadares - FAFI, atualmente Centro de Ciências Humanas da UNIVALE.

Em março de 1979, começou a lecionar a disciplina Tecnologia Mecânica no Instituto de Tecnologia de Governador Valadares - MIT; atualmente leciona as disciplinas Processos de Fabricação 1, Mecânica Aplicada e Elementos de Máquinas, no Centro de Ciências Exatas e Tecnológicas - CECET da UNIVALE.

Desde agosto de 1999, ocupa o cargo de Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica da UNIVALE.

Em março de 1996, iniciou o Programa de Mestrado em Engenharia Agrícola, com área de concentração em Mecanização **Agrícola**, na Universidade Federal de Viçosa - UFV, submetendo-se à defesa de tese em 22 de dezembro de 1999.

## CONTEÚDO

	Página
LISTA DE QUADROS .....	<b>x</b>
LISTA DE FIGURAS .....	xii
LISTA DE SIMBOLOS .....	xiv
EXTRATO .....	xvi
ABSTRACT .....	xviii
1. INTRODUÇÃO .....	1
2. REVISÃO DE LITERATURA .....	3
2.1. Colheita por vibração .....	3
2.2. Propriedades físicas e mecânicas da madeira .....	7
2.3. Análise por elementos finitos .....	8
3. MATERIAL E METODOS .....	11
3.1. Propriedades mecânicas da planta do café .....	11
3.1.1. Módulo de elasticidade da planta de café .....	12
3.1.1.1. Módulo de elasticidade em ensaios de compressão .....	12
3.1.1.2. Módulo de elasticidade em ensaios de flexão .....	13
3.1.2. Módulo de rigidez à torção .....	14
3.1.3. Diâmetros dos corpos-de-prova .....	16
3.1.4. Massa específica dos corpos-de-prova .....	17

	Página
3.2. Desenvolvimento de um modelo matemático utilizando elementos finitos .....	17
3.2.1. Determinação das frequências naturais e dos modos de vibração utilizando o programa ANSYS .....	17
3.2.2. Características geométricas do cafeeiro .....	19
3.2.3. Modelagem dinâmica da planta de café .....	21
3.2.4. Determinação das frequências naturais e dos modos de vibração dos galhos do cafeeiro .....	22
3.2.5. Determinação das frequências naturais e dos modos de vibração do sistema talo-fruto .....	23
3.2.6. Verificação dos modelos de elementos finitos utilizados para análise das frequências naturais dos sistemas talo-fruto de café .....	24
3.2.6.1. Verificação do modelo para análise da vibração do galho do cafeeiro .....	24
3.2.6.2. Verificação do modelo para análise da vibração do sistema talo-fruto .....	26
3.3. Determinação das frequências naturais da planta de café .....	28
3.3.1. Frequências naturais da planta de café .....	28
3.3.2. Frequências naturais de galhos de café .....	28
3.3.3. Frequências naturais do sistema talo-fruto .....	28
4. RESULTADOS E DISCUSSÃO .....	29
4.1. Propriedades mecânicas da madeira do cafeeiro .....	29
4.1.1. Módulo de elasticidade à compressão .....	29
4.1.2. Módulo de elasticidade à flexão .....	31
4.1.3. Módulo de rigidez à torção .....	32
4.2. Desenvolvimento de um modelo matemático utilizando elementos finitos .....	34



4.2.1. Verificação dos modelos de elementos finitos utilizados para análise das frequências naturais dos galhos de café e do sistema talo-fruto .....	34
4.2.2. Frequências naturais e modos de vibração da planta de café .....	36
4.2.3. Frequências naturais e modos de vibração dos galhos do cafeeiro .....	39
4.2.4. Frequências naturais e modos de vibração do sistema talo-fruto .....	42
<b>5. RESUMO E CONCLUSÕES .....</b>	<b>44</b>
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>47</b>
<b>APÊNDICES .....</b>	<b>50</b>
<b>APÊNDICE A .....</b>	<b>5.1</b>
<b>APÊNDICE B .....</b>	<b>54</b>
<b>APÊNDICE C .....</b>	<b>56</b>
<b>APÊNDICE D .....</b>	<b>59</b>
<b>APÊNDICE E .....</b>	<b>61</b>
<b>APÊNDICE F .....</b>	<b>63</b>
<b>APÊNDICE G .....</b>	<b>70</b>
<b>APÊNDICE H .....</b>	<b>77</b>
<b>APÊNDICE I .....</b>	<b>79</b>

## LISTA DE QUADROS

	Página
1 - Importância relativa do subsistema talo-fluto e estrutura da árvore para o desprendimento de vários tipos de frutos .....	6
2 - Propriedades mecânicas e dimensões dos grãos e talos de café .....	23
3 - Módulos de elasticidade à compressão dos corpos-de-prova em função dos diâmetros de troncos e galhos .....	30
4 - Módulos de elasticidade à flexão dos corpos-de-prova em função dos diâmetros dos troncos e galhos .....	32
5 - Módulos de rigidez à torção dos corpos-de-prova como função dos diâmetros dos galhos .....	33
6 - Valores de freqüências naturais obtidas utilizando-se a solução analítica apresentada por JAMES et al. (1989) e as obtidas pelo modelo implementado usando-se o programa ANSYS .....	35
7 - Comparação entre as freqüências naturais do sistema talo-fruto obtidas utilizando-se as equações apresentadas por DIMAROGONAS e HADDAD (1992) e as simuladas utilizando-se o programa computacional ANSYS .....	36
8 - Modos de vibração e suas freqüências naturais para o cafeeiro .....	37

	Página
9 - Análise de sensibilidade para a frequência natural do cafeeiro dos 12 primeiros modos de vibração .....	37
10 - Frequências naturais para galho de café .....	39
11 - Valores de frequência natural do sistema talo-fruto para os três primeiros modos de vibração .....	42
1A - Módulos de elasticidade à compressão, em gigapascal, e diâmetros dos corpos-de-prova, em milímetros .....	51
2A - Módulos de elasticidade à flexão, em gigapascal, e diâmetros dos corpos-de-prova, em milímetros .....	52
3A - Módulos de rigidez à torção, em gigapascal, e diâmetros dos corpos-de-prova, em milímetros .....	53
1B - Dimensões da planta de café. Tipo: T = tronco e G = galho; Den1 = denominação 1; Den2 = denominação 2; $X_i$ , $Y_i$ e $Z_i$ = coordenadas iniciais, em metros; $X_f$ , $Y_f$ e $Z_f$ = coordenadas finais, em metros; $d_m$ = diâmetros médios, em metros; Comp. = comprimentos dos galhos ou comprimentos dos troncos de cone, em metros; para a dimensão não-medida usou-se o valor = - .....	54
1C - Resultados das massas obtidas da planta do café. Tipo: T = tronco e G = galho; Den1 = denominação 1; Den2 = denominação 2; soma das massas de grãos, folhas e subgalhos colocadas em cada uma das 10 partes em que foram divididos os galhos; valor (-) colocado nas partes em que não foram medidas as massas .....	56

## LISTA DE FIGURAS

	Página
1 - Teste de compressão em um corpo-de-prova de tronco de um cafeeiro com diâmetro de 70 mm. ....	13
2 - Esquema do teste de flexão para galhos de café. ....	13
3 - Esquema dos ensaios de torção em corpos-de-prova com diâmetro entre 40 e 70 mm. ....	16
4 - Esquema dos ensaios de torção em corpos-de-prova com diâmetro entre 5 e 20 mm. ....	16
5 - Coordenadas XYZ e ângulos $\phi_G$ (galho-tronco) e $\alpha$ (galho-galho). ..	20
6 - Malha de elementos da planta de café. ....	21
7 - Malha de elementos utilizada na determinação das frequências naturais e dos modos de vibração dos galhos do cafeeiro. ....	22
8 - Malha de elementos utilizada na determinação das frequências naturais e dos modos de vibração do sistema talo-fruto. ....	24
9 - Dimensões de talo engastado com a massa do fruto na extremidade, utilizadas na simulação pelo ANSYS. ....	26
10 - Teste de compressão mostrando a deformação longitudinal de um corpo-de-prova como função da tensão de compressão aplicada em um corpo-de-prova com 40 mm de diâmetro. ....	30

11 - Teste de flexão mostrando a deflexão obtida a partir da força aplicada no meio de um corpo-de-prova de <b>20</b> mm de diâmetro. ....	<b>32</b>
12 - Teste de torção mostrando a deformação angular que foi obtida a partir do torque aplicado em um corpo-de-prova com 10 mm de diâmetro. ....	<b>34</b>
13 - Esquema mostrando o primeiro, o vigésimo quarto e vigésimo quinto modos de vibração do cafeeiro. ....	<b>38</b>
14 - Três primeiros modos de vibração para o galho com <b>100%</b> dos frutos. ....	<b>40</b>
15 - Três primeiros modos de vibração para o galho sem frutos. ....	<b>41</b>
16 - Esquema mostrando os três primeiros modos de vibração do sistema talo-fruto. ....	<b>43</b>

## LISTA DE SÍMBOLOS

- $A$  = área média do corpo de prova,  $m^2$ ;
- $A_T$  = área da seção transversal do talo,  $m^2$ ;
- $d$  = diâmetro médio do corpo-de-prova,  $m$ ;
- $D$  = metade do intervalo de confiança desejado;
- $E$  = módulo de elasticidade do material à compressão,  $Pa$ ;
- $E_f$  = módulo de elasticidade do material à flexão,  $Pa$ ;
- $F$  = força aplicada no ponto médio,  $N$ ;
- $f$  = frequência natural,  $Hz$ ;
- $f_i$  =  $i$ ésima frequência natural,  $Hz$ ;
- $G$  = módulo de rigidez à torção,  $Pa$ ;
- $I$  = momento de inércia da seção transversal,  $m^4$ ;
- $[K]$  = matriz de rigidez da estrutura;
- $k_i$  = constante para o  $i$ ésimo modo de vibração,  $m^{-2}$ ;
- $l$  = comprimento do corpo-de-prova,  $m$ ;
- $L_c$  = comprimento do eixo sob torção,  $m$ ;
- $L_i$  = comprimento inicial do corpo-de-prova,  $m$ ;
- $L$  = vão entre apoios,  $m$ ;
- $l_T$  = comprimento do talo,  $m$ ;

- $m$  = massa do grão, kg;
- $M$  = massa do talo, kg;
- $[M]$  = matriz de massa da estrutura;
- $N$  = número de amostras;
- $P$  = força aplicada no corpo-de-prova, N;
- $S$  = desvio-padrão das observações;
- $S_e$  = inclinação da reta da força versus deflexão linear, determinada no experimento;
- $t$  = tempo;
- $T$  = momento de torção, N.m;
- $\{u\}$  = vetor de deslocamento dos nós;
- $\{\ddot{u}\}$  = vetor de aceleração dos nós;
- $V$  = volume do corpo-de-prova,  $m^3$ ;
- $y$  = deflexão no ponto médio, m;
- $Z$  = valor da distribuição normal padronizada para o nível de confiança desejado;
- $\beta_t$  = inclinação da reta do torque versus deformação angular que foi determinada pelo experimento;
- $AL$  = variação do comprimento do corpo-de-prova, m;
- $\phi$  = ângulo de torção, rad;
- $\{\phi\}_i$  = autovetor representando o modo de vibração da  $i$ ésima frequência natural;
- $\varepsilon$  = deformação linear unitária;
- $\rho$  = densidade do material,  $kg/m^3$ ;
- $\sigma$  = tensão de compressão,  $N/m^2$ ; e
- $\omega_i$  =  $i$ ésima frequência circular natural (radianos por unidade de tempo).

## EXTRATO

FILGUEIRAS, William Heringer, M.S., Universidade Federal de Viçosa, abril de 2001. **Modelagem da** planta de café por elementos finitos **para** estudos de colheita por **vibração**. Orientador: Daniel Marçal de Queiroz. Conselheiros: Gutemberg Pereira Dias e Ricardo Marius Della Lucia.

Com o objetivo de fornecer dados para o desenvolvimento de sistemas de colheita mecânica, determinaram-se, na primeira parte do trabalho, as propriedades mecânicas da parte lenhosa (tronco e galhos) do cafeeiro no período do ano correspondente à fase de colheita. Foram determinados o módulo de elasticidade à compressão e à flexão e o módulo de rigidez à torção. Com base nos resultados obtidos nos testes realizados, pôde-se concluir que o módulo de elasticidade à compressão variou, para a faixa de diâmetros entre 10,7 mm e 71,5 mm, de 1,392 GPa a 2,347 GPa, respectivamente. O módulo de elasticidade à flexão variou, para a faixa de diâmetros entre 5,4 mm e 41,7 mm, de 3,562 GPa a 1,795 GPa, respectivamente. O módulo de rigidez à torção variou, para a faixa de diâmetros entre 5,3 mm e 71,50 mm, de 0,504 GPa a 0,249 GPa, respectivamente. A segunda parte do trabalho consistiu na determinação das características geométricas da planta de café, as quais, juntamente com as propriedades mecânicas da planta, foram utilizadas para simulação do comportamento dinâmico do cafeeiro. O modelo foi desenvolvido utilizando o



programa computacional de elementos finitos ANSYS, versão 5.4. As frequências naturais da planta de café variaram de 0.80 a 222.07, do primeiro ao vigésimo quinto modo de vibração, respectivamente. Posteriormente foi realizada uma análise de sensibilidade do modelo para as variáveis. Verificou-se que variações de até 10% no módulo de rigidez à torção não alteraram significativamente os resultados da frequência natural. Essas mesmas variações, aplicadas ao diâmetro do tronco e dos galhos, corresponderam à maior variação nas frequências naturais para os 12 primeiros modos de vibração. Desenvolveu-se também um modelo para estudar a frequência natural de um galho com e sem frutos. Observou-se que as frequências naturais para o galho sem frutos é maior do que para o galho com 100% dos frutos. Esse aumento variou de três vezes maior para o primeiro modo de vibração até duas vezes maior para o décimo segundo modo de vibração. Analisando-se os modos de vibração para o galho com 100% dos frutos e para o galho sem frutos, pode-se verificar que a forma pela qual os galhos irão vibrar nas três primeiras frequências naturais é a mesma. Desenvolveu-se também um modelo para estudar o comportamento do sistema talo-fruto. O modelo desenvolvido usando o programa ANSYS para o sistema talo-fruto de café apresentou resultado próximo da solução analítica.

## ABSTRACT

FILGUEIRAS, William Heringer, M.S., Universidade Federal de Viçosa, April, 2001. **Coffee plant modeling by finite elements for studies of vibration harvesting.** Adviser: Daniel Marçal de Queiroz. Committee members: Gutemberg Pereira Dias and Ricardo Marius Della Lucia.

In order to provide data for the development of mechanical systems of harvesting, the mechanical properties of the coffee plant woody parts (trunk and branches) in a period correspondent to the harvest phase, were initially determined. It was determined the modulus of elasticity to compression and to bending and also the modulus of rigidity to torsion. Based on tests results, it could be concluded that the elasticity modulus to compression varied, for a diameter range of 10.7 to 71.5 mm, from 1.392 to 2.347 GPa, respectively. The elasticity modulus to bending varied to, for a diameter range of 5.4 to 41.7 mm, from 3.562 to 1.795 GPa, respectively. The rigidity modulus to torsion varied, for a diameter range of 5.3 to 71.50 mm, from 0.504 GPa to 0.249 GPa, respectively. The second part of this work consisted on the determination of geometric features of the coffee plant. These features, together with mechanical properties of the plant, were used in the simulation of the dynamic behavior of the coffee plant. The model was developed with the aid of the computational program of finite elements ANSYS, version 5.4. Natural frequencies of the coffee plant

varied from 0.80 to 222.07, from the first to the twenty-fifth vibration mode, respectively. Afterwards, an analysis of the sensitivity of the model to variables was carried out. Variations of up to 10% in the rigidity modulus to torsion did not have significance in the natural frequency results. These variations, when applied to **trunk** and branches diameters, corresponded to higher variation in natural frequencies of the first twelve vibration modes. A model was also developed in order to study the natural frequencies of branches with and without fruits. The latter presented higher natural frequencies when compared to branches with 100% of fruits. This increase varied from three times higher for the first vibration mode to twice as high for the twelfth vibration mode. Analysis of different vibration modes for branches with 100% of fruits and for branches without fruits, demonstrated that the way in which branches will vibrate in the first three natural frequencies are equal. A model for the study of the behavior of the stem-fruit system was also developed. The model developed with the aid of the ANSYS program for the coffee stem-fruit system showed results in agreement with the analytical solution.

## 1. INTRODUÇÃO

O maior produtor de café do Brasil é o Estado de Minas Gerais, cuja participação na produção brasileira tem crescido nos últimos anos. Até o final dos anos 80, aproximadamente 32% dos cafeeiros implantados no Brasil encontravam-se em terras mineiras. A produção média anual do Estado passou de 3,7 milhões de sacas, no quinquênio 1974/1979, para 7,2 milhões, nos cinco anos seguintes. Segundo o IMA (1997), em levantamento feito pela Federação da Agricultura do Estado de Minas Gerais- FAEMG/Brasilcoop e pelo Ministério da Agricultura/Procafé, abrangendo 1.210 propriedades localizadas em todas as regiões cafeeiras, a colheita de 1996 foi de 13,8 milhões de sacas, para uma área plantada de 806.000 ha. Os pequenos plantios (até 10 ha) são responsáveis por 83% da produção no Estado. No Brasil, a produção, em 1996, foi de 26 milhões de sacas.

O aspecto qualitativo é o principal problema enfrentado pela cafeicultura brasileira. O café é um dos poucos produtos agrícolas cujo preço é baseado em parâmetros qualitativos, variando significativamente o valor com a melhoria de sua qualidade. Devido à perda de qualidade durante os tratamentos culturais, a colheita, o pré-processamento e o beneficiamento, o produto pode sofrer diferentes reduções de preço. As perdas financeiras em função 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 café de mal aspecto e bebida ruim.

A colheita de café é comparativamente mais difícil de ser executada do que as de outros produtos, em razão da arquitetura da planta, da desuniformidade de maturação e do teor de umidade elevado. A colheita de café tem sido realizada tradicionalmente, de forma manual, fazendo com que a demanda por mão-de-obra seja elevada. Em razão disso, cafeicultores vêm enfrentando problemas de escassez de mão-de-obra e com o custo elevado desta. Outro problema enfrentado tem sido em relação à legislação trabalhista, devido ao curto período de tempo da etapa da colheita.

Grande parte das plantações de café da Zona da Mata de Minas Gerais estão situadas em áreas de elevada declividade. As máquinas de colheitas por vibração, automotrizes, existentes atendem até a declividade de 15%. Diante disso, torna-se necessário desenvolver máquinas que possam realizar a atividade de colheita de forma econômica, atendendo a terrenos de elevada declividade e reduzindo a necessidade de mão-de-obra.

Para obter resultados satisfatórios nos projetos de máquinas, eram necessários testes intensos nas máquinas construídas, a fim de avaliar a qualidade dos projetos. Atualmente, com a utilização do computador, podem-se construir modelos das máquinas a serem projetadas simulando-se virtualmente a máquina nas condições de funcionamento antes de esta ser construída, reduzindo as despesas com testes e aumentando a flexibilidade e a otimização do projeto.

Visando fornecer dados para o desenvolvimento de sistemas de colheita mecânica, o presente trabalho teve os seguintes objetivos: determinar as propriedades mecânicas da parte lenhosa (tronco e galhos) do cafeeiro no período de colheita; desenvolver um modelo para prever a dinâmica da planta de café, utilizando a técnica de elementos finitos; e determinar as frequências naturais da planta de café, utilizando o modelo matemático implementado.

## 2. REVISÃO DE LITERATURA

### 2.1. Colheita por vibração

Embora as máquinas colhedoras de café tenham aparecido somente na década de 80, desde o final da década de 60 e início da década de 70 a colheita mecanizada de produtos por meio de vibração vem sendo estudada por parte dos pesquisadores.

PARCHOMCHUK e COOKE (1971) informam que uma opinião predominante tem sido a de que o desprendimento do fruto ocorre quando as forças inerciais, devido ao movimento do fruto, tomam-se maiores do que a estática (força de tração necessária para causar a remoção). A fim de criar grandes forças inerciais, os galhos devem ser sacudidos, em suas frequências naturais, para dar intenso movimento ao fruto.

Wang, citado por YUNG e FRIDLEY (1974), estudou o sistema talo-fruto do café, considerando-o como uma viga em balanço, com uma massa concentrada na extremidade com um único grau de liberdade. Ele propôs o uso da frequência natural dos sistemas talo-cereja, vermelho e maduro, como um critério para seleção da frequência do vibrador, a fim de tirar vantagem do fenômeno da ressonância e permitir colheita seletiva.

De acordo com Cargill et al., citados por AFFELDT (1984), a força e a potência necessárias para vibrar árvores frutíferas variam com a frequência, a amplitude, o projeto do vibrador, a posição da braçadeira na árvore, o diâmetro do tronco da árvore, as espécies de árvore, a produção da árvore e a força de separação do fruto do talo. A potência para aumentar a deflexão do tronco é proporcional ao quadrado da razão entre a deflexão a ser produzida e a deflexão original. A potência requerida para aumentar a frequência varia com o cubo da frequência. A frequência própria e a amplitude requeridas para remoção adequada do fruto dependem do tipo de fruto e nível de maturidade.

As características de vibração de um galho de oliveira, 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 localizações do vibrador. Os resultados mostraram grande aumento na amplitude de vibração quando se atingiu a ressonância, com a maior amplitude ocorrendo na extremidade do galho. O aumento da frequência acima da condição de ressonância resultou em redução geral na amplitude e aumento linear da aceleração. Quando o vibrador foi localizado perto da extremidade fixa do galho, verificou-se a necessidade de até quatro vezes mais potência e nove vezes mais força para produzir a vibração. O aumento em ambas as variáveis foi mais significativo nas condições de ressonância. Uma análise da aceleração desenvolvida por unidade de potência e força, para diferentes posições do vibrador, indica possibilidades de otimização do processo.

WANG e SHELLENBERGER (1967) desenvolveram um trabalho para prever e avaliar a reação do sistema fruto-pedúnculo do café a impulsos mecânicos, visando o projeto apropriado de vibradores para colheita de café. Tentativas experimentais mostraram que havia muitas combinações de frequência e amplitude que poderiam desprender o fruto. O problema era encontrar a frequência e amplitude ótimas, principalmente porque era desejável a colheita seletiva de frutos. A relação F/P (em que F é igual à força estática necessária para derrubar o fruto e P é o peso do fruto) necessária para remoção

dos frutos foi utilizada por muitos investigadores para indicar a facilidade de derrubada dos frutos. Quando a resultante da vibração aplicada estava abaixo da relação  $F/P$  adequada para a remoção dos frutos, mas acima de um certo nível mínimo, as frutas suportaram um nível finito de ciclos antes de serem derrubadas das ramas. Este fenômeno é análogo ao da fadiga nos metais.

Yamamoto, citado por AFFELDT (1984), investigou a resposta de sistemas de subtronco-galho totais de cerejeira e árvores de carvalho. Ele estudou a frequência natural de cada galho do sistema da excitação do subtronco e analisou a onda oscilatória resultante para uma faixa de frequências, constatando que a fruta foi danificada quando o sistema galho principal em um subtronco foi excitado com o primeiro modo ressonante. As frutas e os ramos na zona de frutas responderam de maneira instável à medida que a amplitude dos topos dos ramos aumentou consideravelmente. A ressonância de dois galhos adjacentes um ao outro aconteceu em casos em que um ângulo de fase de 3,14 radianos estava presente entre os movimentos. Se a frequência natural de um galho diferisse da do outro, os dois galhos poderiam colidir e quebrar, danificando a árvore. Finalmente, quando o primeiro modo ressonante de um subtronco principal aconteceu, quase todos os ramos sobre ele estavam se movendo em trajetórias lineares com grandes amplitudes, paralelamente à direção de excitação. Quando a frequência era tal que os ramos pequenos no subtronco eram ressonantes com frequências excitantes de 4-8 Hz, a trajetória de cada ramo tornou-se uma elipse ou um círculo, que tiveram componentes perpendiculares à força excitante. Esse autor concluiu que o modelo elíptico efetivamente despreendeu a fruta, mas pode ter induzido forças de reações indesejáveis no ponto de aplicação de força.

YUNG e FRIDLEY (1974) demonstraram analiticamente que a proposta de se usar a frequência natural do subsistema talo-fruto como a frequência de trabalho do vibrador pode ser válida para algumas frutas, mas não para todas. Para árvores que têm boa transmissibilidade de vibração e para frutos que são apoiados em um talo rígido, a frequência ressonante dos frutos é a frequência que deve ser aplicada. No entanto, em árvores com estrutura fraca e com os ramos curvos e flexíveis, estes atuam como um amortecedor mecânico, e a frequência



natural do subsistema talo-fruto não é necessariamente boa para a vibração forçada. Com base no conhecimento adquirido da análise de cafeeiros e oliveiras, o Quadro 1 mostra a relativa importância do subsistema talo-fruto e da estrutura das árvores para várias árvores frutíferas. Para frutos como café, em que a frequência natural do subsistema talo-fruto é importante na determinação da frequência aplicada ao vibrador, foi sugerido o seguinte procedimento:

1. Aproxime-se das frequências naturais do subsistema talo-fruto daqueles frutos que serão colhidos e escolha uma frequência natural rotacional apropriada. A aproximação pode ser feita pelo método de elementos finitos.
2. Confira a frequência natural selecionada, no laboratório, através de experimentação no limite de ressonância.
3. Selecione a frequência operacional desejada e leve em conta um ajustamento de frequência de no mínimo  $\pm 0,5\%$  da frequência escolhida.

**Quadro 1 - Importância relativa do subsistema talo-fruto e estrutura da árvore para o desprendimento de vários tipos de frutos**

FRUTOS	TALO-FRUTO	ESTRUTURA DA ARVORE
Café	Mais importante	Menos importante
Damasco	Mais importante	Menos importante
Pêssego	Mais importante	Menos importante
Pêra	Mais importante	Menos importante
Maçã	Mais importante	Menos importante
Ameixa	Mais importante	Menos importante
Cereja	Menos importante	Mais importante
Limão	Menos importante	Mais importante
Azeitona	Menos importante	Mais importante

AFFELDT (1987) observou que café, cerejas e nozes macadamia são removidos facilmente porque a estrutura da árvore rígida permite vibração a

freqüências que causam ressonância na interface talo-fruto. No entanto, azeitonas são mais difíceis de remover devido ao talo flexível, e os galhos atuam como absorvedores de vibração, isolando a excitação do fruto.

## **2.2. Propriedades físicas e mecânicas da madeira**

Uma investigação sobre as propriedades físicas da madeira das videiras, segundo LOGAVI e STUDER (1981), foi empreendida, como parte de um estudo geral visando a compreensão mais clara da resposta de vibração das videiras durante a colheita mecânica. Testes de laboratório foram conduzidos em amostras de videira de vários diâmetros e de diferentes partes desta. A investigação incluiu as determinações do módulo de elasticidade e módulo de rigidez à torção, da massa específica e do coeficiente de amortecimento. Considerou-se que as características de vibração de qualquer estrutura (como uma árvore) são expressas em termos de freqüências naturais e correspondentes modos de vibração, que são governados pelas propriedades do material e pela geometria da estrutura.

Para MOINI et al. (1981), a madeira, em geral, tem sido tratada como um material anisotrópico, que mostra predominantemente comportamento elástico. Conseqüentemente, muitos esforços têm sido feitos para descrever a madeira como um material linearmente elástico, determinando-se, assim, seu módulo de elasticidade.

De acordo com DIENER et al. (1969), no projeto dos sistemas de colheita com remoção de massa e com gams vibratórias, os engenheiros necessitam conhecer as propriedades mecânicas e de crescimento das árvores frutíferas. Agricultores também necessitam dessa informação para determinar como eles fariam a poda, visando a colheita mecânica. As forças atuantes nos ramos são governadas pelas mudanças na elasticidade e no amortecimento do ramo durante o ano. Por sua vez, essas variações são causadas por duas condições: a) mudanças fisiológicas normais no ramo, em função do tempo; e b) mudanças viscoelásticas não-lineares, devido ao carregamento externo aplicado

aos ramos. Concluiu-se que o amortecimento e a elasticidade nos ramos mais longos de macieira variam em cerca de 30% durante o período de um ano. Essas mudanças são dependentes e associadas com mudanças de estado na madeira do galho; por exemplo, aumento no amortecimento é acompanhado por decréscimo na elasticidade.

O conhecimento da relação entre as forças de amortecimento e as propriedades físicas do sistema e das condições impostas é necessário para determinar com precisão a resposta do sistema ámore-máquina. Isto é especialmente verdadeiro próximo de uma frequência natural do sistema, em que vibrações ressonantes acontecem. Os tipos de forças de amortecimento presentes também **são** de interesse, porque eles ditam como facilmente uma análise teórica pode ser realizada. Estas propriedades da madeira de diversas árvores foram determinadas tradicionalmente, utilizando o método do logaritmo decrescente, conforme HOAG et al. (1971).

### **2.3. Análise por elementos finitos**

O computador tem se transformado numa importante ferramenta para o projeto de máquinas. Com sua utilização, engenheiros têm sido capazes de desenvolver o que pode ser chamado de um protótipo virtual, isto é, uma determinada máquina, ou sistema, é modelada usando o computador, e o seu comportamento é simulado antes que ela entre em linha de produção. Isso tem diminuído os custos e o tempo necessário para projetar máquinas, pois reduz-se a necessidade de construção de protótipos e de realização de testes experimentais.

A análise por elementos finitos (LOGAN, 1992; KNIGHT, 1993; HUEBNER et al. 1995; SEGERLIND, 1984; COOK, 1995; REDDY, 1993) é uma das técnicas computacionais que vem sendo cada vez mais empregada no projeto e na análise de máquinas e estruturas. O método de elementos finitos consiste na divisão de um corpo utilizando uma malha de elementos e usando funções aproximadas para descrever o comportamento das variáveis envolvidas no problema. Essa técnica é utilizada para análise de tensões e vibrações e para

problemas envolvendo transferência de calor, mecânica dos fluidos e outras aplicações.

Uma série de programas computacionais comerciais estão disponíveis para análise por elementos finitos. Estes programas geralmente permitem ao usuário definir geometrias complexas e dispõem de comandos para auxiliar a geração da malha de elementos e de técnicas de otimização que podem ser utilizadas na determinação das dimensões ideais dos corpos analisados. Exemplos de aplicação do método de elementos finitos no projeto de máquinas agrícolas são os trabalhos desenvolvidos por QUEIROZ et al. (1994a) e QUEIROZ et al. (1994b), em que foi utilizado o programa ANSYS. No primeiro trabalho, os autores utilizaram a técnica de elementos finitos para otimizar o mecanismo trilhador de uma trilhadora de arroz, e, no segundo, eles fizeram um estudo de otimização do dimensionamento de discos utilizados em arados e grades.

YUNG e FRIDLEY (1975) desenvolveram três elementos especiais: elementos cônicos, representando o tronco e os galhos; massa concentrada na ponta do talo; e barra prismática, para talos rígidos, ou massa suspensa na ponta de um pêndulo, para talos flexíveis, os quais matematicamente descreveram os componentes de um sistema geral de árvore com fruta suspensa. Os elementos eram formas geométricas-padrões, considerados elásticos, homogêneos e isotrópicos. Foi considerado que o sistema árvore era composto de: a) uma estrutura de árvore, que consiste em tronco, ramos secundários e ramos suportes; b) frutas e talos; e c) folhas e ramos. Os três elementos foram incorporados em uma análise por elementos finitos de alguns modelos de árvores, para prever com precisão a resposta da árvore à vibração livre e forçada.

Quando se utiliza um programa computacional para uma análise por elementos finitos, o desenvolvimento do modelo é geralmente dividido em três fases: a) pré-processamento, em que se definem as características do modelo e as propriedades dos materiais; b) análise, em que as equações são geradas e resolvidas; e c) pós-processamento, em que os resultados são expressos na forma de animação, de gráficos ou de tabelas. Mesmo com a utilização dos programas

computacionais existentes, atualmente a análise de vibração em sistemas agrícolas não é fácil de ser realizada, tendo em vista a complexidade desses sistemas.

### 3. MATERIAL E MÉTODOS

#### 3.1. Propriedades mecânicas da planta do café

Os cafeeiros usados nos testes foram plantados em março de 1987 e as propriedades foram medidas quando os cafeeiros tinham 10 anos de idade, sendo classificados como Catuaí Vermelho UFV-2237. **As** propriedades mecânicas da planta foram determinadas para representarem as condições efetivas que são enfrentadas pelos sistemas de colheita mecânica. **A** área está localizada no município de Viçosa, MG, com longitude de 42° 52' 40" W (Gr) e latitude de 20° 45' 20" S, a 658 m de altitude.

O número de amostras a serem testadas foi determinado pela equação 1 (MENDENHALL e SINCICH, 1992):

$$N = \left( \frac{Z \cdot S}{D} \right)^2 \quad \text{eq. 1}$$

em que

N = número de amostras;

Z = valor da distribuição normal padronizada para o nível de confiança desejado;

S = desvio-padrão das observações; e

D = metade do intervalo de confiança desejado.

Um ensaio preliminar com uma amostra de quatro troncos produziu um desvio-padrão de 2438,9 N.m<sup>-2</sup> no módulo de rigidez à torção; numa tabela de distribuição normal, encontrou-se que  $Z(0,95) = 1,645$ . Utilizando a eq. 1, obteve-se um número de dez amostras, requerido para detectar diferenças no módulo de rigidez de 2549,7 N.m<sup>-2</sup> a 95% de confiança.

### 3.1.1. Módulo de elasticidade da planta de café

#### 3.1.1.1. Módulo de elasticidade em ensaios de Compressão

Os testes de compressão foram realizados segundo a norma ASTM D143-55 (ASTM, 1994), com a exceção da seção transversal do comprimento do corpo. Em vez de usar uma seção quadrada com dimensão de 50 mm, usaram-se seções com diâmetros de 10 mm, 20 mm, 40 mm e 70 mm. Em vez de usar corpos com comprimento de 200 mm, utilizou-se um comprimento que correspondia a um índice de esbeltez igual a 15, para evitar a flambagem destes. Corpos-de-prova retos e recentes foram obtidos dos cafeeiros e submetidos a testes de compressão por uma Máquina Universal de Ensaio “LOS”, com capacidade para 400.000 N (Figura 1).

O módulo de elasticidade à compressão foi obtido a partir da equação

$$E = \frac{\sigma}{\epsilon} = \frac{\frac{P}{A}}{\frac{\Delta L}{L}} \quad \text{eq. 2}$$

em que

E = módulo de elasticidade à compressão, Pa;

$\sigma$  = tensão de compressão, Pa;

$\epsilon$  = deformação linear unitária;

P = força aplicada no corpo-de-prova, N;

A = área média do corpo-de-prova, m<sup>2</sup>;

$\Delta L$  = variação do comprimento do corpo-de-prova, m; e

$L_i$  = comprimento inicial do corpo-de-prova, m.

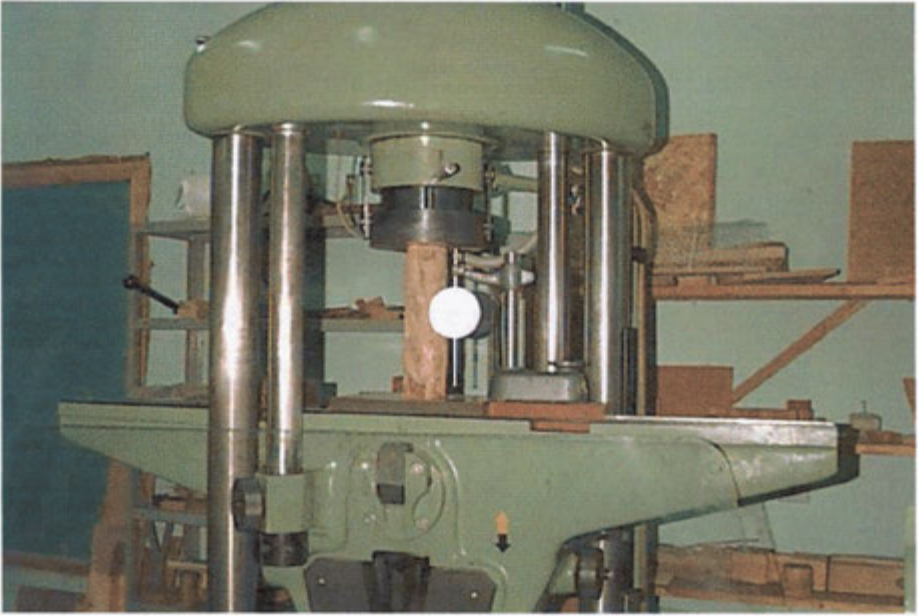


Figura 1 - Teste de compressão em um corpo-de-prova de tronco de um cafeeiro com diâmetro de 70 mm.

### 3.1.1.2. Módulo de elasticidade em ensaios de flexão

Para *os* galhos mais **finos**, com diâmetros próximos de 5 mm, foram realizados ensaios de **flexão** (Figura 2) para a determinação do módulo de elasticidade. A força foi aplicada na metade do corpo-de-prova e variou entre 0,431 N e 2,182 N; o vão utilizado para flexão foi de 118,6 mm. A deflexão causada pela força foi **determinada no** centro do corpo-de-prova, utilizando-se um relógio comparador marca TESA, com precisão de 0,01 mm.



Figura 2 - Esquema do teste de flexão para galhos de café.



Testou-se também a flexão de corpos-de-prova com diâmetros de 10 mm, alterando-se apenas a força aplicada na metade do corpo-de-prova, que variou entre 0,237 N e 4,128 N.

A determinação do módulo de elasticidade dos corpos-de-prova com 20 mm de diâmetro teve como vão para flexão a distância de 180,5 mm. A força foi aplicada na metade do corpo-de-prova e variou entre 10,77N e 90,21N.

Os corpos-de-prova de 40 mm foram testados à flexão, utilizando a Máquina Universal de Ensaio LOS, de capacidade de 100.000 N, localizada no Laboratório de Propriedades Físicas e Mecânicas da Madeira da Universidade Federal de Viçosa. O vão para flexão usado foi de 0,48 m. As cargas foram aplicadas de 49 N em 49 N, até o valor máximo de 784 N.

O módulo de elasticidade à flexão foi obtido a partir da equação

$$E_f = \frac{F.L^3}{48.yI} = \frac{S_e.L^3}{48.I} \quad \text{eq. 3}$$

em que

$E_f$  = módulo de elasticidade à flexão, Pa;

F = força aplicada no ponto médio, N;

L = vão entre apoios, m;

y = deflexão no ponto médio, m;

I = momento de inércia da seção transversal, m<sup>4</sup>; e

S<sub>e</sub> = inclinação da reta da força versus deflexão linear, determinada no experimento.

### 3.1.2. Módulo de rigidez R torção

Os módulos de rigidez à torção dos corpos-de-prova com diâmetro de 40 mm a 70 mm foram obtidos utilizando-se um tomo mecânico. Os corpos-de-prova eram fixados pelas suas extremidades em duas placas de castanhas, devidamente alinhadas. A primeira placa consistiu da própria placa do tomo, e esta foi impedida de ter movimento de rotação. A segunda placa foi montada na

extremidade de um eixo cujos mancais foram fixados num cabeçote fresador, o qual foi parafusado no carro principal do torno, após ser retirado o carro secundário. Na outra extremidade do eixo usado para prender a segunda placa, foi adaptada uma porca, para ser introduzido o torquímetro com capacidade de até 28,25 m.N. Os deslocamentos angulares foram medidos utilizando-se um relógio comparador marca **TESA**, com precisão de 0,01 mm, e sua base magnética foi fixada no barramento do torno mecânico, conforme esquema da Figura 3. O torque aplicado, a deformação angular e o diâmetro dos corpos-de-prova foram utilizados na determinação do módulo de rigidez.

Os ensaios de torção para corpos-de-prova com diâmetros de 5, 10 e 20 mm foram conduzidos com o auxílio de uma furadora de coluna, conforme esquema mostrado na Figura 4.

O módulo de rigidez à torção foi determinado pela equação 4:

$$G = \frac{32 \cdot T \cdot L}{\phi \cdot \pi \cdot d^4} = \frac{32 \cdot \beta_t \cdot L}{\pi \cdot d^4} \quad \text{eq. 4}$$

em que

G = módulo de rigidez à torção, Pa;

$L_t$  = comprimento do eixo sob torção, m;

T = momento de torção, m.N;

$\phi$  = ângulo de torção, rad;

d = diâmetro médio do corpo-de-prova, m; e

$\beta_t$  = inclinação da reta do torque versus deformação angular que foi determinada pelo experimento.

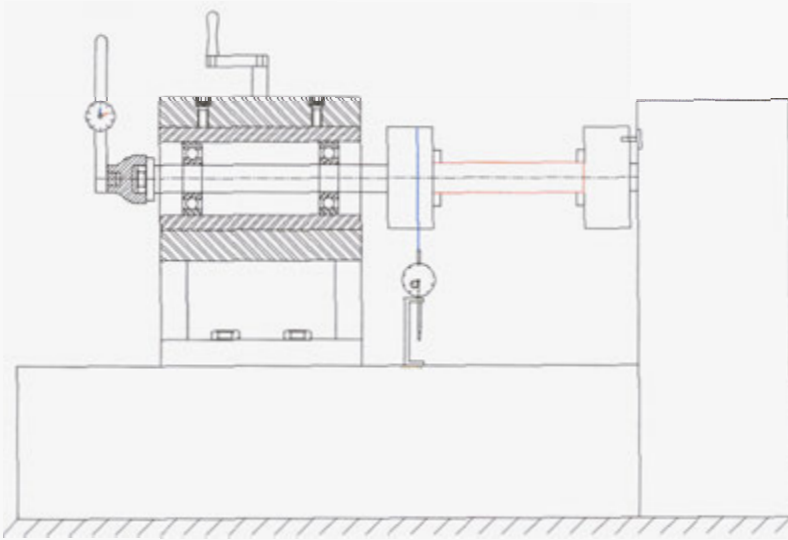


Figura 3 - Esquema dos ensaios de torção *em* corpos-de-prova com diâmetro entre 40 e 70 mm.

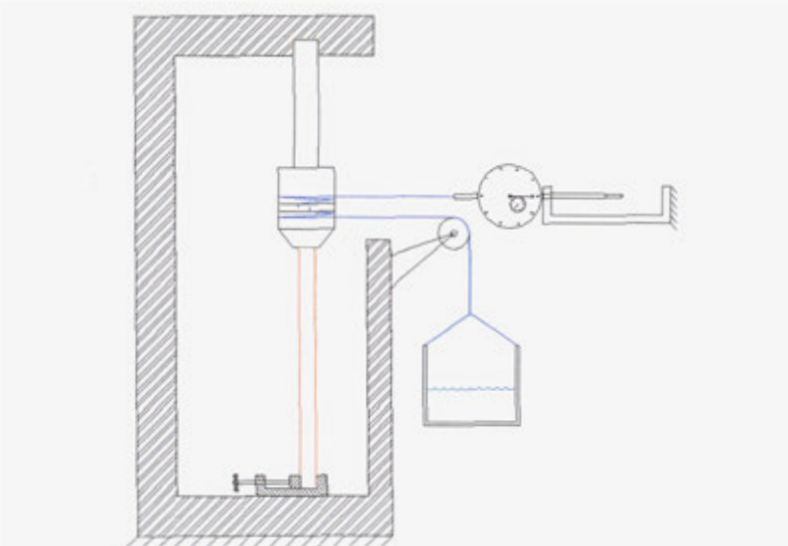


Figura 4 - Esquema dos ensaios de torção *em* corpos-de-prova com diâmetro entre 5 e 20 mm.

### 3.1.3. Diâmetros dos corpos-de-prova

Como os corpos-de-prova não tinham seção transversal uniforme, os diâmetros para os corpos-de-prova com diâmetros na faixa de 5 a 10 mm foram

obtidos usando-se um paquímetro Mitutoyo, com precisão de 0,02 mm, por meio de 10 medições ao longo de cada corpo-de-prova; em seguida, foram obtidos os diâmetros médios.

Para os corpos-de-prova com diâmetros de 20, 40 e 70 mm, utilizou-se o método do volume deslocado para determinar o volume dos corpos-de-prova. O líquido utilizado nas determinações foi a água, e o recipiente usado nos testes tinha um volume de 1.800 cm<sup>3</sup>. O diâmetro médio foi obtido a partir da equação 5:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot V}{\pi \cdot l}} \quad \text{eq. 5}$$

em que

d = diâmetro médio do corpo-de-prova, m;

V = volume do corpo-de-prova, m<sup>3</sup>; e

l = comprimento do corpo-de-prova, m.

### 3.1.4. Massa específica dos corpos-de-prova

As massas dos corpos-de-prova foram determinadas utilizando-se uma balança eletrônica, sendo as massas específicas dos corpos-de-prova obtidas dividindo-se a massa pelo seu respectivo volume. Os valores referem-se sempre à madeira verde.

## 3.2. Desenvolvimento de um modelo matemático utilizando elementos finitos

### 3.2.1. Determinação das frequências naturais e dos modos de vibração utilizando o programa ANSYS

A determinação das frequências naturais e dos modos de vibração, no programa ANSYS, é feita com base na solução da equação 6:

$$[M].\{\ddot{u}\} + [K].\{u\} = \{0\} \quad \text{eq. 6}$$

em que

$[M]$  = matriz de massa da estrutura;

$\{\ddot{u}\}$  = vetor de aceleração dos nós;

$[K]$  = matriz de rigidez da estrutura; e

$\{u\}$  = vetor de deslocamento dos nós.

A determinação das freqüências naturais de, um sistema linear, no programa ANSYS, é obtida assumindo-se que as vibrações livres são harmônicas na forma da equação 7.

$$\{u\} = \{\phi\}_i \cdot \cos(\omega_i \cdot t) \quad \text{eq. 7}$$

em que

$\{\phi\}_i$  = autovetor representando o modo de vibração da  $i$ ésima freqüência natural;

$\omega_i$  =  $i$ ésima freqüência circular natural,  $\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$ ; e

$t$  = tempo, **s**.

Substituindo a equação 7 na equação 6, obtém-se a equação 8 para a determinação das freqüências naturais.

$$(-\omega_i^2 \cdot [M] + [K]) \cdot \{\phi\}_i = \{0\} \quad \text{eq. 8}$$

As freqüências naturais são obtidas igualando-se o determinante da matriz  $(-\omega_i^2 \cdot [M] + [K])$  a zero. Esse é um problema de autovalor que pode ser resolvido para até  $n$  valores de  $\omega^2$ . Após obtidas as freqüências naturais, são obtidos os  $n$  autovetores  $\{\phi\}_i$ , os quais satisfazem a equação 8, em que  $n$  representa o número de graus de liberdade do sistema.

No programa ANSYS, as freqüências naturais são expressas em **Hz**, em vez de radianos por unidade de tempo, mediante a seguinte transformação:

$$f_i = \frac{\omega_i}{2\pi} \quad \text{eq. 9}$$

em que

$f_i$  =  $i$ ésima frequência natural, **Hz**.

### 3.2.2. Características geométricas do cafeeiro

**As** características geométricas da planta de café foram determinadas tomando-se as seguintes dimensões: diâmetro do tronco; diâmetro inicial e final dos galhos e posição em que se iniciam no tronco; comprimento dos galhos; ângulo de inclinação dos galhos em relação ao tronco ( $\phi_G$ ); ângulo medido no plano XZ, determinado tomando-se a projeção do primeiro galho como eixo X ( $a$ ), e altura total do cafeeiro.

**As** medidas obtidas da árvore do café foram transformadas em coordenadas cartesianas (Figura 5) e usadas para construir o modelo da árvore do café. **A** origem (0,0,0) foi considerada no ponto de contato do tronco com o solo. Considerou-se o eixo Y passando verticalmente no centro do tronco; o eixo X arbitrou-se como a projeção do primeiro galho na horizontal. O galho mais próximo do chão foi considerado como primeiro galho.

Cada galho principal foi dividido em 10 partes, os frutos destes galhos foram colhidos, registrando-se sua a massa a cada parte. Obteve-se a massa dos grãos contidos nos galhos que saíam dos galhos principais, os quais foram denominados subgalhos. Foram registradas a massa dos subgalhos, incluindo suas folhas, e a posição em que os mesmos saíam dos galhos principais. Cada galho foi dividido em 10 partes, e a massa dos subgalhos foi colocada na divisão correspondente.

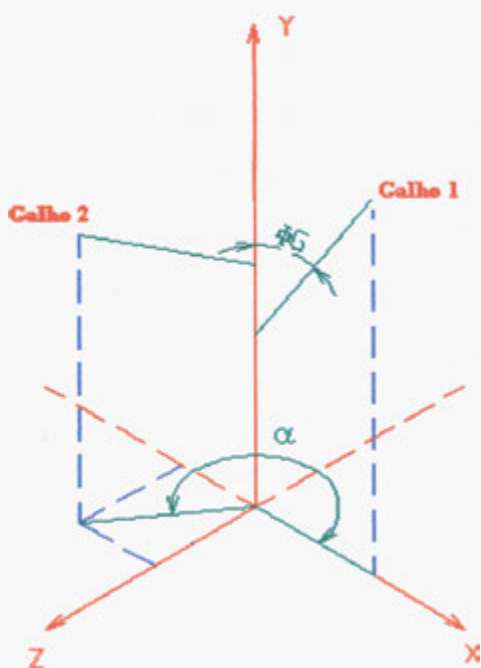


Figura 5 • Coordenadas XYZ e ângulos  $\phi_G$  (galho-tronco) e  $\alpha$  (galho-galho).

As folhas dos galhos principais foram contadas, anotando-se a posição em que elas estavam fixadas **nos** galhos. Em seguida, determinaram-se a média e o desvio-padrão da **massa** de 30 folhas aleatoriamente colhidas. Após, multiplicou-se a massa média pela quantidade de folhas de cada **galho**, obtendo-se a massa total proveniente de folhas **em** cada galho. Com a posição inicial e final das folhas em um determinado **galho**, e a **massa total** de folhas neste, fez-se uma divisão proporcional de massas para cada divisão do galho, o qual foi dividido em 10 partes.

A planta utilizada para a determinação das características geométricas **atingiu** uma altura máxima de um metro e trinta e um centímetros, e este comprimento foi dividido em 33 troncos de cone, sendo medidos ao todo 62 galhos.

### 3.2.3. Modelagem dinâmica da planta de café

Desenvolveu-se um programa computacional utilizando a Linguagem Visual Basic, versão 5.0, para leitura das características geométricas do cafeeiro e geração de um arquivo em linguagem APDL (ANSYS Parametric Design Language). Este arquivo serviu de entrada para o programa de elementos finitos ANSYS, versão 5.4, para simulação do comportamento dinâmico do cafeeiro.

O modelo foi desenvolvido utilizando-se os elementos PIPE16, para representar a estrutura da planta de café, e MASS21, para representar as massas de frutos, folhas e subgalhos. A malha de elementos e as condições de contorno utilizadas na modelagem da planta de café são apresentadas na Figura 6.

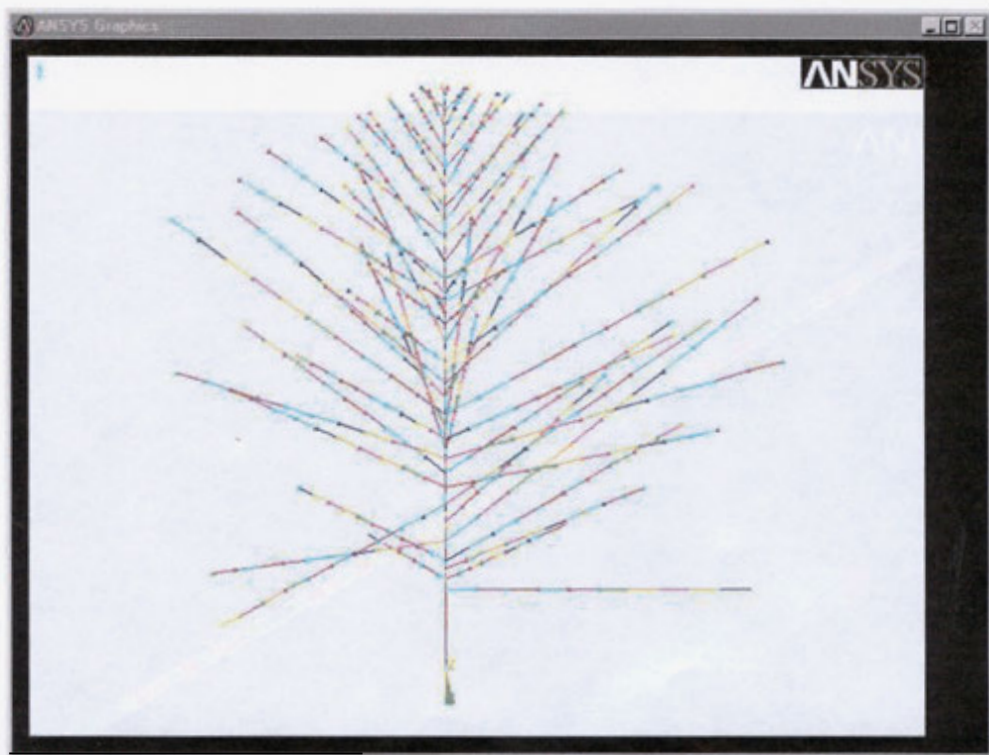


Figura 6 - Malha de elementos da planta de *café*.



### 3.2.4. Determinação das frequências naturais e dos modos de vibração dos galhos do cafeeiro

A determinação das frequências naturais e dos modos de vibração dos *galhos* do cafeeiro foi feita de duas formas, uma para galhos sem frutos e outra para galhos com frutos. Para modelar galhos sem frutos, construiu-se um modelo tridimensional, utilizando-se um elemento sólido na forma de um paralelepípedo de oito nós, denominado SOLID45. A malha de elementos empregada na solução desse problema é apresentada na Figura 7 e foi constituída por 2.520 elementos e 3.136 nós. O galho foi considerado como estando engastado ao tronco. Para galhos com frutos, foi utilizada uma malha com elemento unidimensional do tipo PIPE16; os frutos foram adicionados na forma de elementos-massas adicionados aos nós da estrutura.

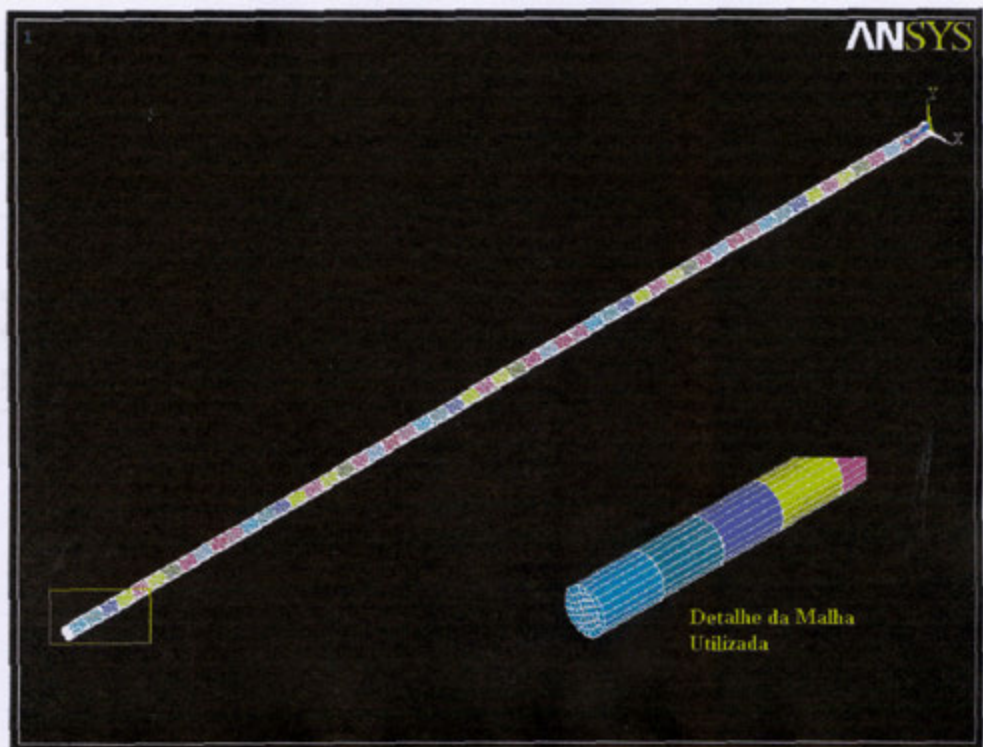


Figura 7 - Malha de elementos ~~utilizada~~ na determinação das frequências naturais e dos modos de vibração dos *galhos* do cafeeiro.

### 3.2.5. Determinação das frequências naturais e dos modos de vibração do sistema talo-fruto

O sistema talo-fruto foi modelado utilizando-se elementos sólidos na forma de paralelepípedos de 20 nós. O fruto de café foi modelado utilizando-se a forma de um elipsóide, com o talo apresentando forma cilíndrica. A modelagem de um galho foi feita utilizando S42 elementos e 3.373 nós. Foram determinadas as três primeiras frequências naturais com seus respectivos modos de vibração. Os dados relativos às propriedades mecânicas do sistema talo-fruto foram obtidos a partir de YUNG e FRIDLEY (1974), que determinaram as propriedades para café cereja, amarelo, verde graúdo e verde miúdo, cujos valores são apresentados no Quadro 2. A malha utilizada nessas determinações é apresentada na Figura S.

Quadro 2 - Propriedades mecânicas e dimensões dos grãos e talos de café

Maturidade	Grão			Talo			
	Massa (g)	Eixo Maior (mm)	Eixo Menor (mm)	Massa Específica do Grão ( $\text{kg/m}^3$ )	Módulo de Elasticidade (MPa)	Comprimento (mm)	Diâmetro (mm)
Cereja	2,20	8,6	4,6	1107,2	26,06	6,9	2,06
Verdolengo	1,81	7,1	4,1	1107,2	29,30	5,6	1,98
Verde Graúdo	1,61	6,6	3,6	1107,2	27,58	5,8	2,03
Verde Miúdo	1,07	5,6	2,5	1107,2	31,03	5,1	1,80

Fonte: YUNG e FRIDLEY (1974).



Figura 8 - Malha de elementos utilizada na determinação das frequências naturais e dos modos de vibração do sistema talo-fruto.

### 3.2.6. Verificação dos modelos de elementos finitos utilizados para análise das frequências naturais dos sistemas talo-fruto de café

Devido à impossibilidade de obtenção de dados experimentais para validação dos modelos desenvolvidos utilizando-se elementos finitos, foi empregada solução analítica para problema *mais* simples, a fim de **se fazer** a verificação dos modelos implementados. Procurou-se utilizar a mesma malha, o mesmo tipo de elemento, as mesmas propriedades dos **materiais** e as dimensões aproximadas **das** usadas **no** desenvolvimento do modelo de simulação de vibração dos **galhos** do cafeeiro e do sistema talo-fruto de café.

#### 3.2.6.1. Verificação do modelo para análise da vibração do galho do cafeeiro

Primeiramente, realizou-se a verificação do modelo para a determinação da frequência **natural** de apenas um **galho** do cafeeiro. Foram comparadas as frequências naturais obtidas através do modelo de elementos finitos utilizando o programa ANSYS e as obtidas por meio de solução analítica apresentada por

JAMES et al. (1989). No modelo desenvolvido utilizando o programa ANSYS foi empregado o elemento tridimensional SOLID45, que é constituído por oito nós. O galho foi considerado como engastado no tronco do cafeeiro. A malha de elementos utilizada na modelagem é a mesma apresentada na Figura 7.

A solução analítica apresentada por JAMES et al. (1989) baseia-se na equação de Euler para a determinação da deflexão em vigas. Esta solução analítica permite obter as três primeiras freqüências naturais de uma viga engastada, utilizando-se a equação 10.

$$f_i = \frac{k_i^2 \cdot \sqrt{\frac{E_f \cdot I}{\rho \cdot A_T}}}{2 \cdot \pi} \quad \text{eq. 10}$$

em que

$f_i$  =  $i$ ésima freqüência natural, Hz;

$l_T$  = comprimento do talo, m;

$\rho$  = densidade do material,  $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ;

$A_T$  = área da seção transversal do talo,  $\text{m}^2$ ;

$I$  = momento de inércia da seção transversal,  $\text{m}^4$ ;

$E_f$  = módulo de elasticidade do material à flexão, Pa; e

$k_i$  = constante para o  $i$ ésimo modo de vibração,  $\text{m}^{-1}$ .

Para o primeiro modo de vibração, o valor da constante da equação 10 é dado por

$$k_1 = \frac{1,875}{l_T} \quad \text{eq. 11}$$

para o segundo modo de vibração

$$k_2 = \frac{4,694}{l_T} \quad \text{eq. 12}$$

para o terceiro modo de vibração

$$k_3 = \frac{7,855}{L_T} \quad \text{eq. 13}$$

### 3.2.6.2. Verificação do modelo para análise da vibração do sistema talo-fruto

O teste de verificação consistiu na determinação da frequência natural de um talo engastado ao galho com um grão na extremidade, sem levar em conta o aspecto do amortecimento. Para isso, comparou-se a frequência natural obtida através do modelo de elementos finitos utilizando o programa ANSYS e a obtida por meio da solução analítica apresentada por DIMAROGONAS e HADDAD (1992). Estes autores apresentaram a solução analítica para obtenção da primeira frequência natural de uma viga engastada com uma massa na extremidade.

No modelo desenvolvido com base no programa ANSYS foi utilizado o elemento linear PIPE16, constituído por dois nós. O talo foi subdividido em 20 elementos. O fruto do café foi representado por um elemento massa (elemento 21), localizado no nó 2, como mostra o esquema apresentado na Figura 9. O talo foi considerado como engastado no ponto de contato deste com o galho.

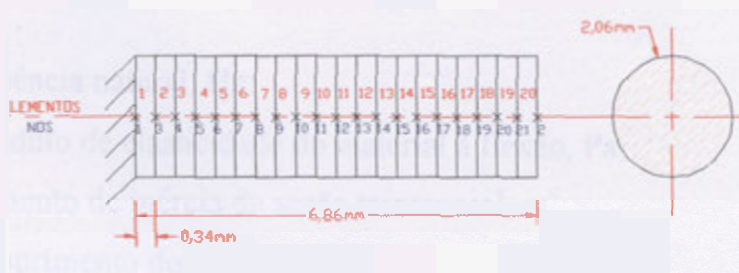


Figura 9 - Dimensões de talo engastado com a massa do fruto na extremidade, utilizadas na simulação pelo ANSYS.

DIMAROGONAS e HADDAD (1992) utilizaram o método de Rayleigh para estimar a primeira frequência natural do sistema esquematizado na Figura 8. Por este método, a energia cinética máxima é expressa como uma função da frequência de vibração do sistema, e uma outra equação é escrita para representar a energia potencial máxima do sistema. Como em um sistema conservativo a energia total permanece constante, quando o sistema vibra em um dado modo de vibração, ele segue um movimento harmônico, segundo a sua frequência natural de vibração. Quando o sistema passa pela posição de equilíbrio, a energia potencial é zero, e, assim, sua energia cinética é máxima. Quando o sistema atinge a posição mais extrema, a energia cinética torna-se zero e a energia potencial atinge seu máximo. Assim, a frequência natural pode ser obtida igualando-se a expressão que permite calcular a energia cinética máxima à expressão para obtenção da energia potencial máxima do sistema. Utilizando este método, DIMAROGONAS e HADDAD (1992) obtiveram a equação 14 para a determinação da primeira frequência natural de uma viga engastada, contendo uma massa em sua extremidade.

$$f = \frac{\sqrt{\frac{3 \cdot E_f \cdot I}{l^3} \cdot 0,235 \cdot M + m}}{2 \cdot \pi} \quad \text{eq. 14}$$

em que

$f$  = frequência natural, Hz;

$E_f$  = módulo de elasticidade do material à flexão, Pa;

$I$  = momento de inércia da seção transversal,  $m^4$ ;

$l_T$  = comprimento do talo, m;

$M$  = massa do talo, kg; e

$m$  = massa do *grão*, kg.

### **3.3. Determinação das frequências naturais da planta de café**

#### **3.3.1. Frequências naturais da planta de café**

Após realizado o trabalho de verificação, o modelo implementado utilizando-se o programa ANSYS foi empregado para determinar a frequência natural de um cafeeiro.

Primeiramente, utilizou-se o modelo da planta de café e determinaram-se a frequência natural e os modos de vibração do cafeeiro. Em seguida, foi feita uma análise de sensibilidade do modelo, na qual se verificou a influência do diâmetro médio dos troncos e dos galhos; das massas dos subgalhos, somadas às massas dos grãos e das folhas, distribuídas ao longo dos galhos; e dos módulos de elasticidade e módulos de rigidez à torção nas frequências naturais e nos respectivos modos de vibração da planta inteira. Essas simulações foram realizadas utilizando-se os valores originais multiplicados por 0,9 e depois por 1,1, correspondendo a uma variação de  $\pm 10\%$ .

#### **3.3.2. Frequências naturais de galhos de café**

As frequências naturais e os modos de vibração de um galho engastado no tronco foram determinados, utilizando-se o modelo implementado, para a situação do galho carregado com a massa total de frutos e para o mesmo galho sem nenhum fruto. Os valores obtidos foram comparados, para se verificar o efeito da massa dos grãos na frequência natural.

#### **3.3.3. Frequências naturais do sistema talo-fruto**

Determinaram-se as seis primeiras frequências naturais e os modos de vibração do sistema talo-fruto para grãos cereja, grãos amarelos, grãos verdes graúdos e grãos verdes miúdos.

## **4. RESULTADOS E DISCUSSÃO**

Primeiramente serão apresentados os resultados referentes às propriedades mecânicas da planta de café e, em seguida, os resultados referentes à determinação das frequências naturais e dos modos de vibração. No Apêndice A, são apresentados os resultados coletados experimentalmente para a determinação das propriedades mecânicas da planta de café; nos Apêndices B e C, os resultados coletados referentes a uma planta de café; e nos Apêndices D a I, os arquivos escritos na linguagem APDL que foram utilizados como entrada para as simulações feitas utilizando-se o programa ANSYS.

### **4.1. Propriedades mecânicas da madeira do cafeeiro**

#### **4.1.1. Módulo de elasticidade à compressão**

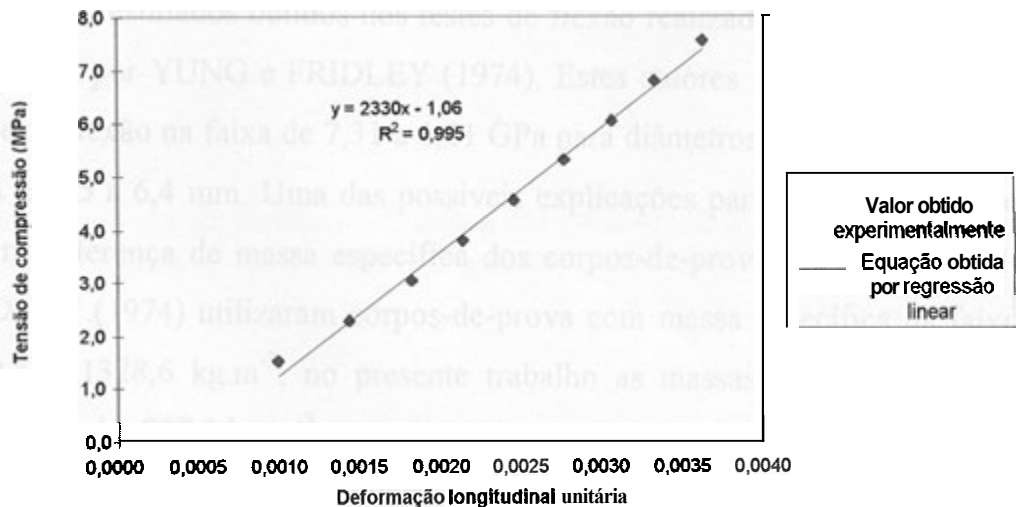
Os resultados relativos ao módulo de elasticidade, determinados a partir dos ensaios de compressão utilizando-se corpos-de-prova de diferentes diâmetros, são mostrados no Quadro 3. Na Figura 10 apresentam-se os resultados de tensão-deformação em um teste de compressão realizado; esta figura confirma o comportamento linear entre a tensão e a deformação na faixa de cargas em que o teste foi realizado. Analisando os resultados apresentados no Quadro 3, verifica-se que para diâmetros entre 10,7 e 41,3 mm o módulo de elasticidade



aumentou com o aumento do diâmetro do corpo-de-prova. Esse comportamento pode estar associado ao aumento da massa específica com o aumento do diâmetro. **Os** troncos e galhos de maior diâmetro **são** geralmente os mais velhos e, portanto, os mais rígidos.

**Quadro 3** - Módulos de elasticidade à compressão dos corpos-de-prova em função dos diâmetros de troncos e galhos

Corpos-de-Prova	Diâmetro (mm)	Massa Específica (kg.m <sup>-3</sup> )	Módulo de Elasticidade à Compressão (GPa)	
			Média	Desvio-Padrão
Galho	<b>10,7</b>	<b>1015,6</b>	<b>1,392</b>	<b>0,1791</b>
Tronco	<b>21,5</b>	<b>1035,3</b>	<b>2,172</b>	<b>0,4201</b>
Tronco	<b>41,3</b>	<b>1041,4</b>	<b>2,369</b>	<b>0,2325</b>
Tronco	<b>71,5</b>	<b>1105,6</b>	<b>2,347</b>	<b>0,3248</b>



**Figura 10** - Teste de compressão mostrando a deformação longitudinal de um corpo-de-prova como função da tensão de compressão aplicada em um corpo-de-prova com **40** mm de diâmetro.

Aplicando o teste de Tukey, observou-se que as médias dos módulos de elasticidade à compressão dos troncos não diferiram entre si em nível de **5%** de probabilidade.

#### **4.1.2. Módulo de elasticidade à flexão**

No Quadro 4 são apresentados os valores de módulos de elasticidade obtidos a partir dos testes de flexão para diferentes diâmetros dos corpos-de-prova. A Figura 11 ilustra um dos testes experimentais utilizados na determinação do módulo de elasticidade nos testes de flexão. Com exceção do corpo-de-prova com diâmetro de 5,4 mm, observa-se que o módulo de elasticidade à flexão aumenta com o aumento do diâmetro, tal como ocorreu para o módulo de elasticidade à compressão. Os valores de módulos de elasticidade à compressão, em geral, foram superiores aos valores dos módulos de elasticidade à flexão. Esse resultado pode estar associado ao tipo de tensão a que o material foi submetido durante o teste; na flexão, parte do corpo-de-prova é submetida à tração e parte à compressão, ao passo que no teste de compressão todo o material é submetido à compressão. Outro ponto a ser considerado é que os comprimentos dos corpos-de-prova para os testes de flexão foram sempre maiores que os corpos-de-prova submetidos ao ensaio de compressão.

Os resultados obtidos nos testes de flexão realizados foram menores que os obtidos por YUNG e FRIDLEY (1974). Estes autores obtiveram módulos de rigidez à flexão na faixa de 7,31 a 4,21 GPa para diâmetros de corpo-de-prova na faixa de 7,5 a 6,4 mm. Uma das possíveis explicações para esse comportamento está na diferença de massa específica dos corpos-de-prova. Enquanto YUNG e FRIDLEY (1974) utilizaram corpos-de-prova com massa específica na faixa de 1439,4 a 1328,6 kg.m<sup>-3</sup>, no presente trabalho as massas específicas variaram entre 1041,4 e 977,9 kg.m<sup>-3</sup>.

Aplicou-se o teste de Tukey e verificou-se que as médias dos módulos de elasticidade à flexão para os diâmetros dos corpos-de-prova de 10,6 mm, 21,2 mm e 41,7 mm não diferiram entre si em nível de **5%** de probabilidade.

Quadro 4 - Módulos de elasticidade à flexão dos corpos-de-prova em função dos diâmetros dos troncos e galhos

Corpos-de-Prova	Diâmetro (mm)	Massa Específica (kg.m <sup>-3</sup> )	Módulo de Elasticidade à Flexão	
			Média	Desvio-Padrão
Galho	5,4	977,9	3,562	0,647
Galho	10,6	1015,6	1,257	0,3 11
Tronco	21,2	1035,3	1,373	0,145
Tronco	41,7	1041,4	1,795	0,362

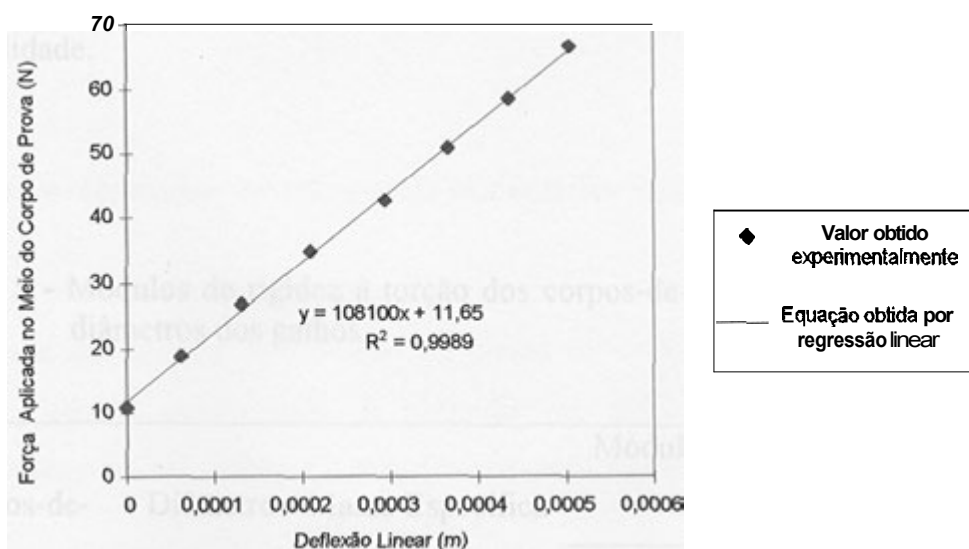


Figura 11 - Teste de flexão mostrando a deflexão obtida a partir da força aplicada no meio de um corpo-de-prova de 20 mm de diâmetro.

#### 4.1.3. Módulo de rigidez à torção

No Quadro 5 são apresentados as médias e os desvios-padrão dos módulos de rigidez à torção como uma função dos diâmetros médios na faixa de diâmetros dos corpos-de-prova em que foram realizados os testes experimentais.

Na Figura 12 são apresentados os resultados obtidos experimentalmente em um dos testes de torque versus deformação angular usado na obtenção do módulo de rigidez à torção. Os resultados obtidos de módulo de rigidez à torção não permitem tirar uma conclusão definida a respeito do efeito do diâmetro do corpo-de-prova no valor do módulo de rigidez à torção, uma vez que os três primeiros resultados (diâmetros dos corpos-de-prova entre 5,3 e 19,9 mm) foram determinados utilizando-se o mecanismo ilustrado na Figura 4, ao passo que os outros dois testes (diâmetros dos corpos-de-prova de 41,3 e 71,5 mm) foram determinados utilizando-se o mecanismo ilustrado na Figura 3.

Aplicando o teste de Tukey, observou-se que as médias dos módulos de rigidez à torção para os galhos com diâmetros 5,3 mm e 10 mm, para os galhos com 10 mm de diâmetro e tronco com 19,9 mm de diâmetro e para os troncos com diâmetros de 41,3 mm e 71,5 mm, não diferiram entre si em nível de 1% de probabilidade.

Quadro 5 - Módulos de rigidez à torção dos corpos-de-prova como função dos diâmetros dos galhos

Corpos-de-Prova	Diâmetro (mm)	Massa Específica (kg.m <sup>-3</sup> )	Módulo de Rigidez à Torção (GPa)	
			Média	Desvio-Padrão
Galho	5,3	977,9	0,5041	0,06224
Galho	10,0	1015,6	0,4439	0,05657
Tronco	19,9	1035,3	0,35 17	0,05438
Tronco	41,3	1041,4	0, 1785	0,02336
Tronco	71,5	1105,6	0,2487	0,01755

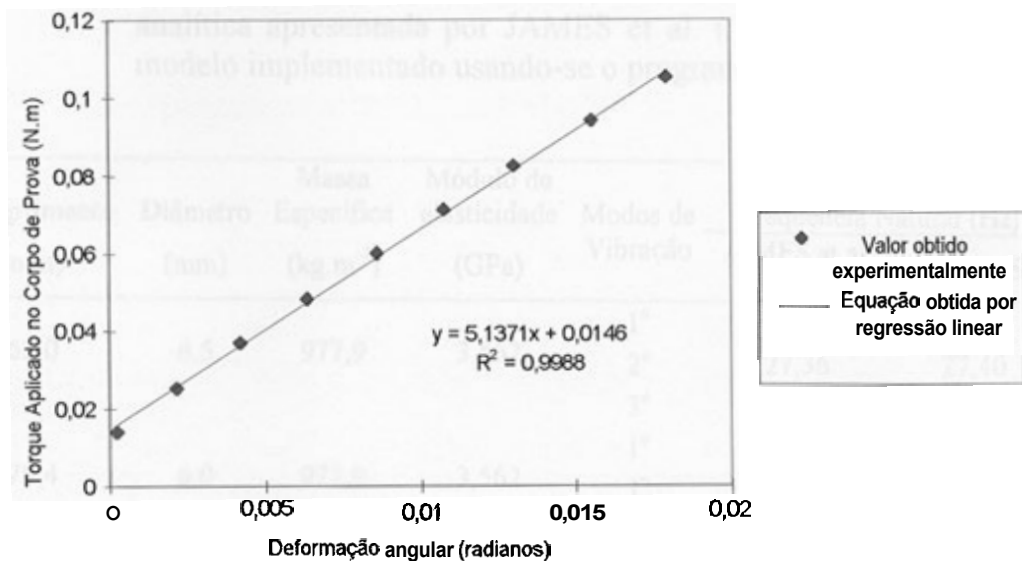


Figura 12 - Teste de torção mostrando a deformação angular que foi obtida a partir do torque aplicado em corpo-de-prova com 10 mm de diâmetro.

## 4.2. Desenvolvimento de um modelo matemático utilizando elementos finitos

Foram desenvolvidos três modelos para a determinação das frequências naturais e dos modos de vibração da planta de café. O primeiro consistiu do modelo para a planta toda, o segundo foi desenvolvido para analisar o comportamento dos galhos e o terceiro consistiu da modelagem do sistema talo-fruto.

### 4.2.1. Verificação dos modelos de elementos finitos utilizados para análise das frequências naturais dos galhos de café e do sistema talo-fruto

A comparação entre as frequências naturais dos galhos de café obtidas utilizando-se o modelo desenvolvido pelo programa computacional ANSYS e a solução analítica apresentada por JAMES *et al.* (1989) é apresentada no Quadro 6. Analisando os resultados apresentados neste quadro, observa-se que o programa ANSYS determinou com precisão as frequências naturais dos galhos de café.

Quadro 6 - Valores de frequências naturais obtidas utilizando-se a solução analítica apresentada por JAMES et al. (1989) e as obtidas pelo modelo implementado usando-se o programa ANSYS

Comprimento (mm)	Diâmetro (mm)	Massa Específica (kg.m <sup>-3</sup> )	Módulo de elasticidade (GPa)	Modos de Vibração	Frequência Natural (Hz)	
					JAMES et al. (1989)	ANSYS
63,0	6,5	977,9	3,562	1°	4,37	4,37
				2°	27,36	27,40
				3°	76,84	76,73
78,4	6,0	977,9	3,562	1°	2,60	2,61
				2°	16,33	16,33
				3°	45,94	45,74
48,2	3,7	977,9	3,562	1°	4,24	4,25
				2°	26,59	26,65
				3°	74,57	74,62
33,6	4,1	977,9	3,562	1°	9,68	9,69
				2°	60,75	60,76
				3°	170,49	170,16

A comparação entre as frequências naturais do sistema talo-fruto de café obtidas por DIMAROGONAS e HADDAD (1992) e as obtidas pelo ANSYS encontra-se no Quadro 7. As dimensões do sistema talo-fruto de café utilizadas para a verificação foram as apresentadas por YUNG e FRIDLEY (1974). Analisando os resultados, pode-se verificar que o modelo desenvolvido pelo programa ANSYS simulou com precisão o valor da frequência natural do sistema talo-fruto.

Quadro 7 - Comparação entre as frequências naturais do sistema talo-fruto obtidas utilizando-se as equações apresentadas por DIMAROGONAS e HADDAD (1992) e as simuladas utilizando-se o programa computacional ANSYS

Método de Solução	Talo				Massa do Fruto (g)	Frequência Natural (Hertz)
	Comprimento (mm)	Diâmetro (mm)	Massa Específica (kg.m <sup>-3</sup> )	Módulo de elasticidade (GPa)		
DIMAROGONAS e HADDAD (1992)	6,86	2,06	1107,20	0,026	2,195	49,53
ANSYS	6,86	2,06	1107,20	0,026	2,195	47,49

#### 4.2.2. Frequências naturais e modos de vibração da planta de café

No Quadro 8 são apresentados os valores das 25 primeiras frequências naturais para a planta de café. A Figura 13 ilustra o primeiro, o vigésimo quarto e o vigésimo quinto modos de vibração da árvore inteira. O primeiro modo mostra a vibração de um galho específico, enquanto os modos de vibração números 24 e 25 estão associados à vibração da planta inteira.

A maior frequência natural associada ao 25º modo de vibração é devida à forma com que a planta vibra.

No Quadro 9 apresentam-se os resultados de análise de sensibilidade obtidos utilizando-se o modelo desenvolvido. Esses resultados mostram que variações de até 10% no módulo de rigidez à torção e no módulo de elasticidade não alteram praticamente os resultados da frequência natural. Dentre as variáveis estudadas, o modelo matemático mostrou-se mais sensível às variações dos diâmetros do tronco e dos galhos.

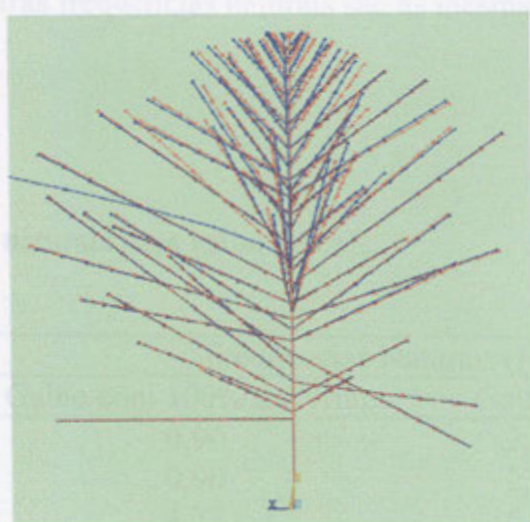
Quadro 8 - Modos de vibração e suas frequências naturais para o cafeeiro

Modo de Vibração	Frequência Natural (Hz)	Modo de Vibração	Frequência Natural (Hz)
1 <sup>o</sup>	0,80	13 <sup>o</sup>	1,53
2"	0,80	14'	1,56
3 <sup>o</sup>	0,95	15'	1,60
4 <sup>o</sup>	1,07	16 <sup>o</sup>	1,66
5"	1,12	17 <sup>o</sup>	1,77
6"	1,28	18"	2,25
7 <sup>o</sup>	1,36	19'	2,74
8"	1,40	20"	3,14
9"	1,40	21 <sup>o</sup>	3,34
10"	1,47	22"	3,43
11"	1,50	23 <sup>o</sup>	5,40
12"	1,51	24 <sup>o</sup>	5,69
		25 <sup>o</sup>	222,07

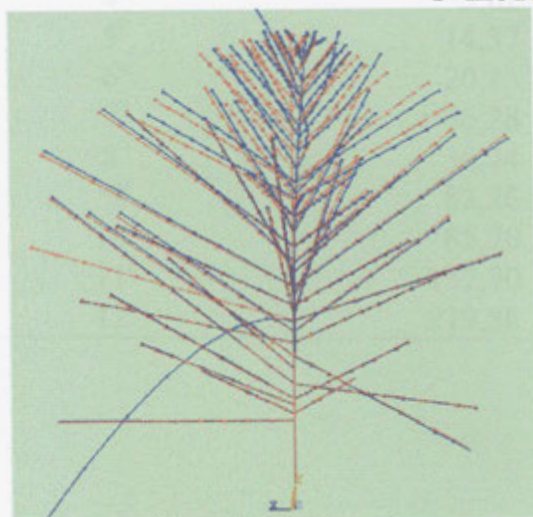
Quadro 9 - Análise de sensibilidade para a frequência natural do cafeeiro dos 12 primeiros modos de vibração

Variável estudada	Fator de multiplicação	FREQUÊNCIAS NATURAIS DE VIBRAÇÃO (Hz)											
		Modos de vibração											
		1 <sup>o</sup>	2 <sup>o</sup>	3 <sup>o</sup>	4 <sup>o</sup>	5 <sup>o</sup>	6 <sup>o</sup>	7 <sup>o</sup>	8 <sup>o</sup>	9 <sup>o</sup>	10 <sup>o</sup>	11 <sup>o</sup>	12 <sup>o</sup>
Diâmetro Médio	0,9	0,43	0,43	0,50	0,64	0,64	0,89	0,90	1,27	1,38	1,51	1,52	1,81
	1,0	0,52	0,52	0,61	0,77	0,79	1,05	1,32	1,43	1,48	1,70	1,79	2,05
	1,1	0,62	0,62	0,73	0,92	0,93	1,07	1,20	1,47	1,49	1,58	2,03	2,19
Massa	0,9	0,54	0,54	0,64	0,81	0,82	1,10	1,38	1,50	1,55	1,78	1,88	2,15
	1,0	0,52	0,52	0,61	0,77	0,78	1,05	1,32	1,43	1,48	1,70	1,79	2,05
	1,1	0,50	0,50	0,59	0,74	0,75	1,01	1,27	1,38	1,43	1,63	1,72	1,97
Módulo de elasticidade	0,9	0,49	0,49	0,58	0,74	0,74	1,00	1,23	1,36	1,41	1,56	1,71	1,95
	1,0	0,52	0,52	0,61	0,77	0,78	1,05	1,32	1,43	1,48	1,70	1,79	2,05
	1,1	0,54	0,54	0,64	0,81	0,82	1,10	1,41	1,50	1,56	1,84	1,87	2,15
Módulo de rigidez	0,9	0,52	0,52	0,61	0,77	0,78	1,05	1,35	1,43	1,48	1,76	1,78	2,05
	1,0	0,52	0,52	0,61	0,77	0,78	1,05	1,32	1,43	1,48	1,70	1,79	2,05
	1,1	0,52	0,52	0,61	0,78	0,78	1,05	1,29	1,43	1,48	1,65	1,80	2,05

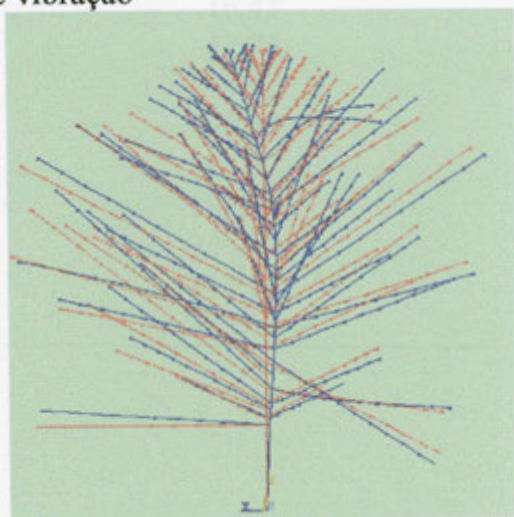




1º modo de vibração



24º modo de vibração



25º modo de vibração

Figura 13 - Esquema mostrando o primeiro, o vigésimo quarto e vigésimo quinto modos de vibração do cafeeiro.

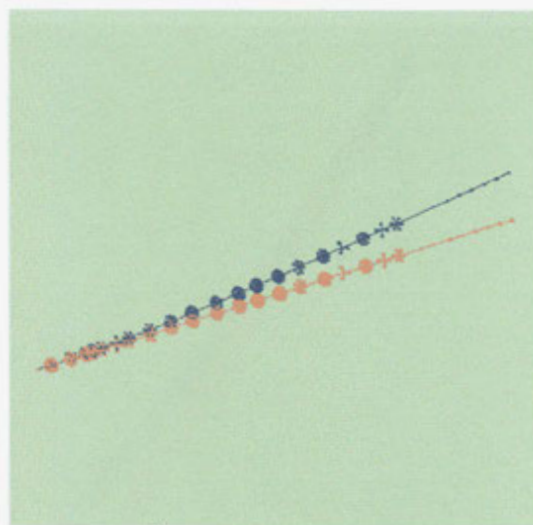
### 4.2.3. Frequências naturais e modos de vibração dos galhos do cafeeiro

No Quadro 10 apresentam-se os valores de frequência natural de um galho de café para a situação com e sem frutos. Observou-se que as frequências naturais para o galho sem frutos é maior que para o galho com 100% dos frutos. Esse aumento variou de *três* vezes maior para o primeiro modo de vibração até duas vezes maior para o décimo segundo modo de vibração.

Nas Figuras 14 e 15 são apresentados os três primeiros modos de vibração para o galho com 100% dos frutos e para o galho sem frutos. Analisando estas figuras, pode-se verificar que as formas pelas quais os galhos irão vibrar nas três primeiras frequências naturais são as mesmas.

Quadro 10 - Frequências naturais para galho de café

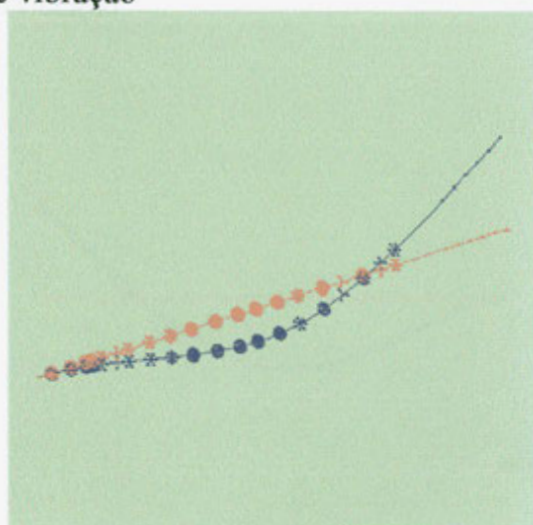
Modos de vibração	Frequências Naturais.(Hz)	
	Galho com 100% dos frutos	Galho sem frutos
1"	0,90	2,62
2°	0,90	2,62
3"	4,77	16,43
4°	5,02	16,43
5"	14,37	47,73
6"	20,13	48,12
7"	36,28	95,28
8°	36,74	97,57
9°	82,26	180,19
10"	85,70	250,09
11°	157,70	317,78
12"	219,88	387,14



1º modo de vibração

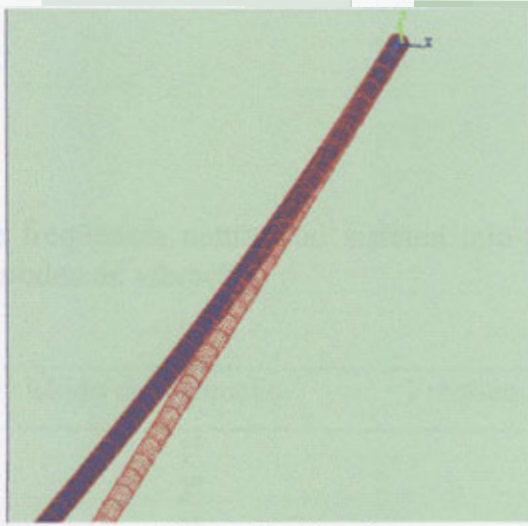


2º modo de vibração

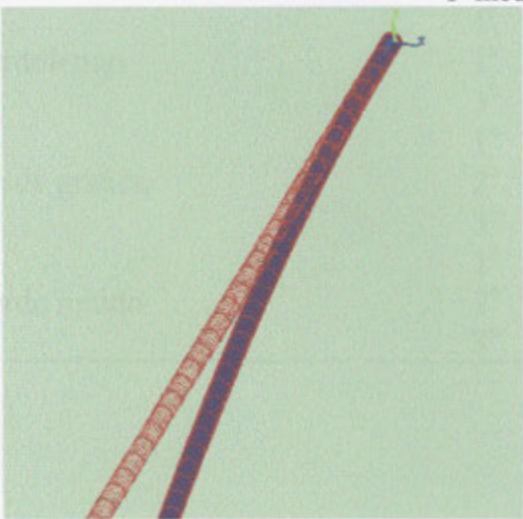


3º modo de vibração

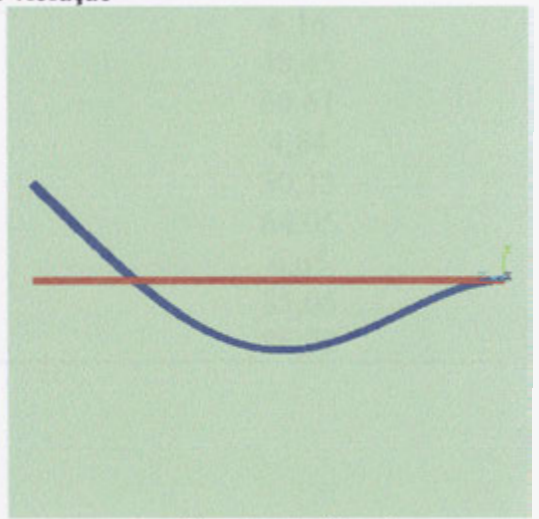
Figura 14 - Três primeiros modos de vibração para o galho com 100% dos frutos.



1º modo de vibração



2º modo de vibração



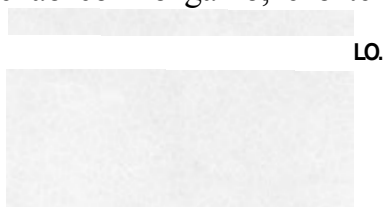
3º modo de vibração

Figura 15 - Três primeiros modos de vibração para o galho sem nós.

#### 4.2.4. Freqüências naturais e modos de vibração do sistema talo-fruto

No Quadro 11 *são* apresentados *os* resultados das freqüências naturais obtidas para o sistema talo-fruto. Utilizaram-se *os* valores de propriedades mecânicas e as dimensões dos sistemas talo-fruto apresentados no Quadro 2. Os valores das freqüências naturais *são* maiores para o café verde que para o café cereja.

Na Figura 16 é apresentado um esquema dos *três* primeiros modos de vibração do sistema talo fruto: *os* dois primeiros representam a flexão de todo o sistema em relação ao ponto de conexão com o galho, e o terceiro modo de vibração está associado ao movimento



Quadro 11 - Valores de freqüência natural do sistema talo-fruto para *os* *três* primeiros modos de vibração

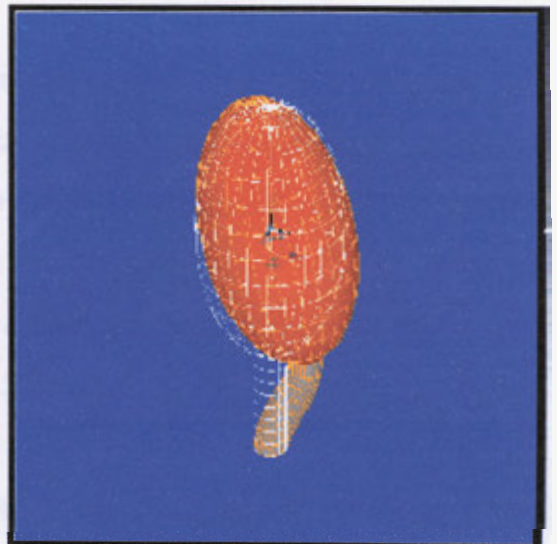
Maturação	Modo de Vibração	Freqüência Natural (Hz)
Cereja	1 <sup>o</sup>	2,68
	2 <sup>o</sup>	24,65
	3 <sup>o</sup>	41,62
Verdolengo	1 <sup>o</sup>	4,16
	2 <sup>o</sup>	40,45
	3 <sup>o</sup>	60,61
Verde graúdo	1 <sup>o</sup>	4,84
	2 <sup>o</sup>	50,33
	3 <sup>o</sup>	64,05
Verde miúdo	1 <sup>o</sup>	6,65
	2 <sup>o</sup>	85,05
	3 <sup>o</sup>	86,72



1º modo de vibração



2º modo de vibração



3º modo de vibração

Figura 16 - Esquema mostrando os três primeiros modos de vibração do sistema talo-fruto.

## 5. RESUMO E CONCLUSÕES

Visando fornecer dados para o desenvolvimento de sistemas de colheita mecânica, o presente trabalho teve os seguintes objetivos: determinar as propriedades mecânicas da madeira do cafeeiro no período de colheita; desenvolver um modelo para prever a dinâmica da planta de café, utilizando a técnica de elementos finitos; e analisar o processo de colheita de café por vibração, utilizando o modelo matemático implementado.

A primeira parte do trabalho foi desenvolvida no Laboratório de Propriedades Mecânicas da Madeira, pertencente ao Departamento de Engenharia Florestal, onde foram determinados o módulo de elasticidade à compressão e à flexão e o módulo de rigidez à torção da madeira do cafeeiro.

Com base nos resultados obtidos nos testes realizados, pode-se concluir que:

- O módulo de elasticidade à compressão variou, para a faixa de diâmetros entre 10,7 mm e 71,5 mm, de 1,392 GPa a 2,347 GPa, respectivamente.
- Para os diâmetros entre 10,7 e 41,3 mm o módulo de elasticidade à compressão aumentou com o aumento do diâmetro do corpo-de-prova.
- Os valores de módulos de elasticidade à compressão, em geral, foram superiores aos valores dos módulos de elasticidade à flexão.



- O módulo de elasticidade à flexão variou, para a faixa de diâmetros entre 5,4 mm e 41,7 mm, de 3,562 GPa a 1,795 GPa, respectivamente.
- O módulo de rigidez à torção variou, para a faixa de diâmetros entre 5,3 mm e 71,5 mm, de 0,504 GPa a 0,249 GPa, respectivamente.
- A massa específica dos corpos-de-prova variou, para a faixa de diâmetros entre 5,5 mm e 71,5 mm, de 977,9 kg.m<sup>-3</sup> a 1105,6 kg.m<sup>-3</sup>, respectivamente.

A segunda parte do trabalho consistiu da determinação das características geométricas da planta de café, as quais, juntamente com as propriedades mecânicas das plantas, foram utilizadas para simulação do comportamento dinâmico do cafeeiro. O modelo foi desenvolvido utilizando o programa computacional de elementos finitos ANSYS, versão 5.4. Com base nos resultados obtidos, pode-se concluir que:

- Os resultados da análise de sensibilidade, com a aplicação do modelo matemático da planta de café, mostraram que variações de até 10% no módulo de rigidez à torção não alteraram significativamente os resultados da frequência natural. Essas mesmas variações, aplicadas ao diâmetro do tronco e dos galhos, corresponderam à maior variação nas frequências naturais para os 12 primeiros modos de vibração.
- Comparando os resultados de frequência natural de um galho com e sem frutos, observou-se que as frequências naturais para o galho sem frutos é maior que para o galho com 100% dos frutos. Esse aumento variou de três vezes maior para o primeiro modo de vibração até duas vezes maior para o décimo segundo modo de vibração.
- Analisando os modos de vibração para o galho com 100% dos frutos e para o galho sem frutos, pode-se verificar que as formas pelas quais os galhos irão vibrar nas três primeiras frequências naturais são as mesmas.
- O modelo desenvolvido usando o programa ANSYS, para o sistema talo-fruto de café, apresentou resultado próximo da solução analítica.



- A comparação entre as frequências naturais obtidas para um sistema talo-fruto de café por soluções analíticas e as obtidas pelo ANSYS mostrou que os resultados diferem entre si em 4,11%.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ADRIAN, P. A., FRIDLEY, R. B., COBY, L. Forced vibration of a tree limb. **Transactions of the ASAE**, v. 8, n. 3, p. 473-475, 1965.
- AFFELDT JR., H. A. **Digital analysis of the dynamic response within trunk shaker harvester systems**. E. Lansing, MI: MSU, 1984. 226p. Dissertation (Master of Science in Agricultural Engineering, Michigan State University) - 1984.
- AFFELDT JR., H. A. **Spectral analysis for optimal design of a variable eccentricity trunk shaker harvester system**. E. Lansing: MI. MSU, 1987, 273p. Thesis (Doctor of Philosophy in Agricultural Engineering, Michigan State University) - 1987.
- AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. **Annual book of ASTM standards**. v. 04.10 Wood. D-143-55. July, 1994.
- COOK, R. D. **Finite element modeling for stress analysis**. New York, EUA: John Wiley & Sons, 1995. 320p.
- DIENER, R. G., LEVIN, J. H., BRADLEY, W. A. Seasonal changes in creep, relaxation, elasticity and damping of leave apple-tree limbs (Properties affecting mechanical harvesting). **Transactions of the ASAE**, v. 12, n. 1, p. 137-140, 1969.

- DIMAROGONAS, A. D., HADDAD, S. Vibration for engineers. New Jersey, EUA: Prentice Hall, Englewood Cliffs, 1992. 749p.
- HOAG, D. L., FRIDLEY, R. B., HUTCHINSON, J. R. Experimental measurement of internal and external damping properties of tree limbs. Transactions of the ASAE, v. 14, n. 1, p. 20-24, 1971.
- HUEBNER, K. H., THORNTON, E. A., BYROM, T. G. The finite element method for engineers. New York, EUA: John Wiley & Sons, 1995. 656p.
- IMA - Instituto Mineiro de Agropecuária. Previsão de cultura. Jornal do Instituto Mineiro de Agropecuária, n. 21/22, p. 5, 1997.
- JAMES, M. L., SMITH, J. C., WOLFORD, J. C., WHALEY, P. W. Vibration of mechanical and structural systems. New York, EUA: Harper & Row Publishers, 1989. 652p.
- KNIGHT, C. E. The finite element method in mechanical design. Boston, EUA: PWS-KENT Publishing Company, 1993. 326p.
- LOGAN, D. L. A first course in the finite element method. Boston, EUA: PWS-KENT Publishing Company, 1992. 662p.
- LOGAVI, M., STUDER, H. E. Elastic modulus, damping and specific mass of grapevine wood Transactions of the ASAE, v. 24, n. 5, p. 1122-1126, 1981.
- MENDENHALL, W., SINCICH, T. Statistics for engineering and the sciences. New Jersey, EUA. Macmillan Publishing Company. Englewood Cliffs, 1992. 963p.
- MOINI, S., MILES, J. A., CHEN, P. Physical properties of ponderosa pine tree. Transactions of the ASAE, v. 24, n. 4, p. 1058-1061, 1981.
- PARCHOMCHUK, P., COOKE, J. R. Vibratory fruit harvesting: an experimental analysis of fruit-stem dynamics. St. Joseph: ASAE. 1971. (Paper n. 71-650).

- QUEIROZ, D. M., HAGHIGHI, K., GIBSON, H. G. **Finite element analysis and optimization of tillage disks.** Atlanta, EUA: ASAE Winter Meeting. 1994 (Paper n. 94-3450).
- QUEIROZ, D. M., SADEGHI, F., HAGHIGHI, K., GIBSON, H.G. **Finite element analysis and optimization of a thresher design** Atlanta, EUA: ASAE Winter Meeting. 1994 (Paper n. 94-1541).
- REDDY, J. N. **An introduction to the finite element method.** New York, EUA: McGraw-Hill, 1993. 684p.
- SEGERLIND, L. J. **Applied finite element analysis.** New York, EUA: John Wiley & Sons, 1984. 427p.
- YUNG, C., FRIDLEY, R. B. **Computer analysis of fruit detachment during tree shaking.** St. Joseph: ASAE. 1974 (Paper n. 74-3009).
- YUNG, C., FRIDLEY, R. B. Simulation of vibration of whole tree systems using finite elements. **Transactions of the ASAE**, v. 18, n. 3, p. 475-481, 1975.
- WANG, J. K., SHELLENBERGER, F. A. Effects of cumulative damage due to stress cycles on selective harvesting of coffee. **Transactions of the ASAE**, v. 66, n. 152, p. 252-255, 1967.

## **APÊNDICES**

## APÊNDICE A

### Resultados coletados experimentalmente para a determinação das propriedades mecânicas da planta de café

Quadro IA - Módulos de elasticidade à compressão, em gigapascal, e diâmetros dos corpos-de-prova, em milímetros

Repetição <sup>o</sup>	TESTE NÚMERO							
	1		2		3		4	
	Diâmetro (mm)	Módulo de Elasticidade (GPa)	Diâmetro (mm)	Módulo de Elasticidade (GPa)	Diâmetro (mm)	Módulo de Elasticidade (GPa)	Diâmetro (mm)	Módulo de Elasticidade (GPa)
1	11,17	1,28	20,87	2,360	39,09	2,75	70,86	2,67
2	10,65	1,25	22,82	1,589	40,51	2,54	73,50	2,66
3	10,70	1,25	20,23	2,418	41,48	2,60	74,53	2,41
4	10,48	1,53	23,57	2,576	42,51	2,33	76,03	2,39
5	10,36	1,57	20,32	2,774	38,42	2,41	64,95	2,39
6	10,05	1,20	21,27	2,124	40,26	2,09	67,58	2,14
7	11,11	1,18	21,73	2,238	40,66	2,33	69,39	2,77
8	11,29	1,67	22,20	1,621	41,16	2,41	69,43	2,25
9	10,78	1,53	21,77	2,372	42,94	2,27	72,50	2,11
10	10,57	1,46	20,39	1,646	45,57	1,97	76,18	1,68
Média	10,72	1,39	21,52	2,172	41,29	2,37	71,50	2,35
Desvio-Padrão	0,39	0,18	1,12	0,420	2,04	0,23	3,71	0,32



Quadro 3A - Módulos de rigidez à torção, em gigapascal, e diâmetros dos corpos-de-prova, em milímetros

TESTE NÚMERO								
Repetição n°	1		2		3		4	
	Diâmetro (mm)	Módulo de Rigidez (GPa)	Diâmetro (mm)	Módulo de Rigidez (GPa)	Diâmetro (mm)	Módulo de Rigidez (GPa)	Diâmetro (mm)	Módulo de Rigidez (GPa)
1	5,25	0,44	10,17	0,50	19,65	0,46	70,86	0,20
2	5,49	0,57	9,87	0,53	18,73	0,38	73,50	0,14
3	5,31	0,58	9,98	0,41	18,90	0,31	74,53	0,14
4	5,32	0,49	10,25	0,50	20,30	0,37	76,03	0,17
5	5,44	0,48	10,61	0,49	21,01	0,43	64,95	0,18
6	5,32	0,59	9,68	0,46	20,53	0,42	67,58	0,19
7	5,30	0,53	9,84	0,38	19,96	0,33	69,39	0,20
8	4,98	0,49	10,39	0,38	19,81	0,34	69,43	0,20
9	5,21	0,40	10,06	0,38	19,62	0,33	72,50	0,16
10	5,06	0,48	9,32	0,41	20,74	0,44	76,18	0,19
Média	5,27	0,50	10,01	0,44	19,93	0,35	71,50	0,18
Desvio-Padrão	0,15	0,06	0,37	0,06	0,75	0,05	3,71	0,02



## APÊNDICE B

### Resultados coletados referentes a uma planta de café

Quadro 1B - Dimensões da planta de café. Tipo: T= tronco e G = galho; Den1 = denominação 1; Den2 = denominação 2;  $X_i$   $Y_i$  e  $Z_i$  = coordenadas iniciais, em metros;  $X_f$   $Y_f$  e  $Z_f$  = coordenadas finais, em metros;  $d_m$  = diâmetros médios, em metros; Comp. = comprimentos dos galhos ou comprimentos dos troncos de cone, em metros; para a dimensão não-medida usou-se o valor = -

Tipo	Den1	Den2	$X_i$	$Y_i$	$Z_i$	$X_f$	$Y_f$	$Z_f$	$d_m(m)$	Comp.(m)
T	1	0	0	0,000	0	0,000	0,250	0,000		0,250
G	1	1	0	0,250	0	0,664	0,250	0,000	0,0051	0,664
T	2	0	0	0,250	0	0,000	0,270	0,000		0,020
G	2	1	0	0,270	0	0,257	0,389	0,705	0,0061	0,760
G	2	2	0	0,270	0	-0,171	0,367	-0,470	0,0057	0,509
T	3	0	0	0,270	0	0,000	0,294	0,000		0,024
G	3	1	0	0,294	0	0,429	0,466	-0,200	0,0070	0,504
T	4	0	0	0,294	0	0,000	<b>0,310</b>	0,000		0,016
G	4	1	0	0,310	0	-0,319	0,467	0,223	0,0044	0,420
G	4	2	0	0,310	0	0,512	0,602	-0,359	0,0045	0,690
T	5	0	0	0,310	0	0,000	0,352	0,000		0,042
G	5	1	0	0,352	0	-0,507	0,283	0,237	0,0037	0,564
G	5	2	0	0,352	0	0,676	0,874	-0,315	0,0047	0,910
T	6	0	0	0,352	0	0,000	0,394	0,000		0,042
G	6	1	0	0,394	0	0,347	0,709	0,745	0,0059	0,880
T	7	0	0	0,394	0	0,000	0,432	0,000		0,038
G	7	1	0	0,432	0	-0,497	0,165	0,232	0,0057	0,610
G	7	2	0	0,432	0	0,575	0,828	-0,268	0,0053	0,748
T	8	0	0	0,432	0	0,000	0,468	0,000		0,036
G	8	1	0	0,468	0	4,468	0,678	-0,393	0,0080	0,646
G	8	2	0	0,468	0	0,592	0,570	0,496	0,0048	0,782
T	9	0	0	0,468	0	0,000	0,500	0,000		0,032
G	9	1	0	0,500	0	0,491	0,824	-0,585	0,0050	0,830
G	9	2	0	0,500	0	4,437	0,817	0,521	0,0048	0,750
T	10	0	0	0,500	0	0,000	0,530	0,000		0,030
G	10	1	0	0,530	0	-0,582	0,714	-0,156	0,0065	0,630
G	10	2	0	0,530	0	0,732	0,739	0,266	0,0061	0,806
T	11	0	0	0,530	0	0,000	0,546	0,000		0,016
G	11	1	0	0,546	0	0,067	0,839	0,761	0,0066	0,818
G	11	2	0	0,546	0	-0,127	0,969	-0,722	0,0050	0,846
T	12	0	0	0,546	0	0,000	0,572	0,000		0,026
G	12	1	0	0,572	0	0,495	0,793	4,043	0,0059	0,544
G	12	2	0	0,572	0	4,322	0,751	0,028	0,0063	0,369
T	13	0	0	0,572	0	0,000	0,596	0,000		0,024
G	13	1	0	0,596	0	-0,183	0,989	-0,684	0,0055	0,810
G	13	2	0	0,596	0	0,056	1,046	0,640	0,0060	0,784
T	14	0	0	0,596	0	0,000	0,624	0,000		0,028
G	14	1	0	0,624	0	-0,596	1,043	0,052	0,0052	0,730
G	14	2	0	0,624	0	0,700	0,998	4,061	0,0054	0,796
T	15	0	0	0,624	0	0,000	0,664	0,000		0,040
G	15	1	0	0,664	0	-0,288	0,926	-0,618	0,0047	0,730
G	15	2	0	0,664	0	0,238	1,088	0,510	0,0054	0,705
T	16	0	0	0,664	0	0,000	0,692	0,000		0,028
G	16	1	0	0,692	0	-0,448	1,058	0,448	0,0048	0,732
G	16	2	0	0,692	0	0,460	1,115	-0,460	0,0049	0,776
T	17	0	0	0,692	0	0,000	0,736	0,000		0,044
G	17	1	0	0,736	0	-0,211	0,891	-0,147	0,0071	0,300
G	17	2	0	0,736	0	0,539	1,116	0,378	0,0048	0,760
T	18	0	0	0,736	0	0,000	0,780	0,000		0,044

Quadro 1B, Cont.

Tipo	Den1	Den2	Xi	Yi	Zi	Sf	Yf	Zf	dm(m)	Comp.(m)
G	18	1	0	0,780	0	-0,194	1,164	0,415	0,0053	0,598
G	18	2	0	0,780	0	0,242	1,182	-0,520	0,0050	0,700
T	19	0	0	0,780	0	0,000	0,820	0,000		0,040
G	19	1	0	0,820	0	0,135	0,941	0,063	0,0082	0,192
G	19	2	0	0,820	0	-0,162	0,941	-0,076	0,0066	0,216
T	20	0	0	0,820	0	0,000	0,844	0,000		0,024
G	20	1	0	0,844	0	-0,020	0,881	0,043	0,0085	0,060
T	21	0	0	0,844	0	0,000	0,870	0,000		0,026
G	21	1	0	0,870	0	4,447	1,129	-0,039	0,0041	0,518
G	21	2	0	0,870	0	0,419	1,086	-0,195	0,0038	0,510
T	22	0	0	0,870	0	0,000	0,886	0,000		0,016
G	22	1	0	0,886	0	0,183	1,136	0,392	0,0034	0,500
G	22	2	0	0,886	0	-0,217	1,115	-0,465	0,0043	0,562
T	23	0	0	0,886	0	0,000	0,916	0,000		0,030
G	23	1	0	0,916	0	0,382	1,150	-0,178	0,0037	0,482
G	23	2	0	0,916	0	-0,383	1,190	0,179	0,0035	0,504
T	24	0	0	0,916	0	0,000	0,956	0,000		0,040
G	24	1	0	0,956	0	0,205	1,226	0,293	0,0037	0,448
G	24	2	0	0,956	0	-0,209	1,240	-0,298	0,0041	0,462
T	25	0	0	0,956	0	0,000	1,006	0,000		0,050
G	25	1	0	1,006	0	0,253	1,275	-0,177	0,0036	0,410
G	25	2	0	1,006	0	-0,268	1,218	0,188	0,0035	0,390
T	26	0	0	1,006	0	0,000	1,042	0,000		0,036
G	26	1	0	1,042	0	0,168	1,271	0,240	0,0032	0,372
G	26	2	0	1,042	0	-0,162	1,271	4,232	0,0038	0,364
T	27	0	0	1,042	0	0,000	1,072	0,000		0,030
G	27	1	0	1,072	0	-0,188	1,265	0,132	0,0037	0,300
G	27	2	0	1,072	0	0,208	1,292	4,145	0,0041	0,336
T	28	0	0	1,072	0	0,000	1,114	0,000		0,042
G	28	1	0	1,114	0	0,114	1,313	0,163	0,0035	0,281
G	28	2	0	1,114	0	-0,121	1,304	-0,173	0,0036	0,284
T	29	0	0	1,114	0	0,000	1,154	0,000		0,040
G	29	1	0	1,154	0	-0,115	1,294	0,080	0,0031	0,198
G	29	2	0	1,154	0	0,138	1,311	-0,096	0,0029	0,230
T	30	0	0	1,154	0	0,000	1,196	0,000		0,042
G	30	1	0	1,196	0	0,073	1,311	0,105	0,0030	0,172
G	30	2	0	1,196	0	-0,071	1,312	-0,102	0,0036	0,170
T	31	0	0	1,196	0	0,000	1,242	0,000		0,046
G	31	1	0	1,242	0	0,041	1,326	-0,088	0,0030	0,128
G	31	2	0	1,242	0	-0,036	1,320	0,078	0,0027	0,116
T	32	0	0	1,242	0	0,000	1,278	0,000		0,036
G	32	1	0	1,278	0	0,051	1,329	0,024	0,0026	0,076
G	32	2	0	1,278	0	-0,051	1,327	-0,024	0,0026	0,075
T	33	0	0	1,278	0	0,000	1,310	0,000		0,032
G	33	1	0	1,310	0	-0,007	1,329	0,025	0,0023	0,032
G	33	2	0	1,310	0	0,006	1,328	-0,021	0,0021	0,028

## APÊNDICE C

### Resultados coletados referentes a uma planta de café

Quadro 1C - Resultados das massas obtidas da planta do café. Tipo: T = tronco e G = galho; Den1 = denominação 1; Den2 = denominação 2; soma das massas de grãos, folhas e subgalhos colocadas em cada uma das 10 partes em que foram divididos os galhos; valor (-) colocado nas partes em que não foram medidas as massas

Tipo	Den1	Den2	1ª Parte	2ª Parte	3ª Parte	4ª Parte	5ª Parte	6ª Parte	7ª Parte	8ª Parte	9ª Parte	10ª Parte
T	1	0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
G	1	1	0,12939	0,00771	0,00509	0,00750	0,00081	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000
T	2	0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
G	2	1	0,13391	0,00270	0,00576	0,05634	0,06914	0,03007	0,00993	0,01417	0,00000	0,00000
G	2	2	0,01890	0,00000	0,01784	0,00143	0,00000	0,01192	0,00136	0,00000	0,00000	0,00000
T	3	0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
G	3	1	0,11380	0,00000	0,00068	0,00379	0,00000	0,01716	0,00418	0,00665	0,00756	0,00325
T	4	0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
G	4	1	0,00473	0,00197	0,00181	0,00279	0,00279	0,00399	0,00436	0,00540	0,00388	0,00388
G	4	2	0,00000	0,00068	0,01524	0,01258	0,01028	0,00149	0,00655	0,01788	0,00804	0,01200
T	5	0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
G	5	1	0,00234	0,00181	0,00128	0,00124	0,00460	0,00405	0,00438	0,00000	0,00162	0,00188
G	5	2	0,00288	0,00264	0,01294	0,00472	0,02502	0,00763	0,00075	0,01304	0,01049	0,00966
T	6	0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
G	6	1	0,06458	0,11951	0,06992	0,03219	0,11442	0,01753	0,03270	0,00763	0,01162	0,01162
T	7	0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
G	7	1	0,07348	0,00906	0,01451	0,01355	0,02778	0,01186	0,00621	0,00192	0,00151	0,00800
G	7	2	0,01154	0,00979	0,00329	0,00599	0,03293	0,00715	0,01556	0,00000	0,00218	0,01942
T	8	0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
G	8	1	0,01736	0,01426	0,03236	0,02413	0,01562	0,02961	0,03254	0,01557	0,00123	0,01326
G	8	2	0,05639	0,04720	0,04547	0,05843	0,01468	0,02219	0,03849	0,00669	0,00336	0,01104
T	9	0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
G	9	1	0,03552	0,01833	0,02416	0,02362	0,02707	0,00315	0,00065	0,00017	0,01431	0,01431
G	9	2	0,04001	0,07024	0,02290	0,00459	0,02107	0,01410	0,00000	0,00651	0,00814	0,00814
T	10	0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
G	10	1	0,05418	0,03240	0,03017	0,04005	0,01313	0,02997	0,01331	0,00781	0,00748	0,00308
G	10	2	0,10274	0,05016	0,05078	0,04051	0,03805	0,02988	0,02057	0,00651	0,00994	0,00994

Quadro IC, Cont.

Tipo	Den1	Den2	1ª Parte	2ª Parte	3ª Parte	4ª Parte	5ª Parte	6ª Parte	7ª Parte	8ª Parte	9ª Parte	10ª Parte
T	11	0										
G	11	1	0,00685	0,01271	0,06188	0,06705	0,04319	0,05682	0,02221	0,00825	0,00907	0,00907
G	11	2	<b>0,03427</b>	<b>0,01328</b>	<b>0,03557</b>	<b>0,03443</b>	<b>0,03887</b>	<b>0,02480</b>	<b>0,00138</b>	<b>0,00899</b>	<b>0,00990</b>	<b>0,00990</b>
T	12	0										
G	12	1	0,03442	<b>0,02885</b>	0,03751	0,03604	0,03874	<b>0,08369</b>	0,02265	<b>0,00473</b>	0,00396	0,00018
G	12	2	0,02368	0,02368	0,02994	0,02682	0,02111	0,00677	0,06875	0,04559	<b>0,05377</b>	0,05396
T	13	0										
G	13	1	0,02836	0,02979	<b>0,04883</b>	0,04373	0,05202	<b>0,01583</b>	0,00162	0,02487	<b>0,00355</b>	<b>0,00355</b>
G	13	2	0,04672	0,04151	0,05758	0,07096	<b>0,03880</b>	0,04220	0,01445	0,01297	0,00990	0,00990
T	14	0										
G	14	1	0,02369	0,02414	0,04693	0,04231	0,05136	0,01927	0,01926	<b>0,00863</b>	0,00863	0,00863
G	14	2	<b>0,00447</b>	0,00000	<b>0,02632</b>	0,00168	<b>0,02167</b>	0,00925	<b>0,00796</b>	<b>0,00796</b>	<b>0,00796</b>	0,00796
T	15	0										
G	15	1	0,00658	<b>0,00739</b>	0,00208	0,03682	<b>0,01903</b>	<b>0,00118</b>	0,00808	0,00852	<b>0,00852</b>	0,00852
G	15	2	0,01664	<b>0,03889</b>	<b>0,10415</b>	0,00651	0,02772	0,00365	0,00751	0,00751	0,00747	0,00747
T	16	0										
G	16	1	0,02214	0,03223	0,01180	0,04122	0,02857	0,01124	0,01022	<b>0,0128</b>	0,00728	0,00728
G	16	2	0,00990	0,02463	0,00998	0,00288	0,01375	0,00745	0,00745	0,00745	0,00745	0,00745
T	17	0										
G	17	1	<b>0,00184</b>	0,00184	<b>0,00184</b>	<b>0,00312</b>	0,00217	<b>0,00384</b>	<b>0,00329</b>	<b>0,00029</b>	0,00181	0,05728
G	17	2	0,00957	0,01933	<b>0,00830</b>	0,00254	0,02321	0,00738	<b>0,01640</b>	0,00738	0,00738	0,00738
T	18	0										
G	18	1	0,09185	<b>0,00669</b>	0,00578	<b>0,00000</b>	<b>0,00389</b>	0,00594	0,00890	0,00590	0,00594	0,00594
G	18	2	0,02796	<b>0,02929</b>	0,01255	0,02689	0,00620	<b>0,01007</b>	0,00597	<b>0,00597</b>	0,00597	0,00597
T	19	0										
G	19	1	0,00086	0,00086	<b>0,00086</b>	0,00086	0,06142	0,00018	0,00068	<b>0,00000</b>	0,01524	0,00252
G	19	2	<b>0,04355</b>	0,00036	<b>0,00036</b>	0,00036	0,00022	0,00000	0,00000	0,00260	0,00000	0,08314
T	20	0										
G	20	1	0,00989	0,00032	<b>0,00032</b>	0,04362	0,00032	<b>0,00032</b>	<b>0,00032</b>	<b>0,00032</b>	<b>0,00032</b>	0,05966
T	21	0										
G	21	1	<b>0,00316</b>	<b>0,00392</b>	<b>0,00392</b>	0,00392	<b>0,00392</b>	<b>0,00392</b>	0,00392	<b>0,00392</b>	0,00392	<b>0,00392</b>
G	21	2	0,00295	0,00367	0,00367	0,00367	0,00367	0,00367	0,00367	0,00367	0,00367	0,00367
T	22	0										
G	22	1	0,00197	0,00378	0,00378	0,00378	0,00378	0,00378	0,00378	0,00378	0,00378	0,00378
G	22	2	0,00216	0,00403	0,00403	<b>0,00403</b>	<b>0,00403</b>	0,00403	<b>0,00403</b>	0,00403	<b>0,00403</b>	0,00403
T	23	0										
G	23	1	<b>0,00077</b>	0,00365	0,00365	0,00365	0,00365	0,00365	0,00365	0,00365	0,00365	0,00365
G	23	2	0,00089	0,00363	0,00363	<b>0,00363</b>	0,00363	0,00363	0,00363	0,00363	0,00363	0,00363

Quadro 1C, Cont.

Tipo	Den1	Den2	1ª Parte	2ª Parte	3ª Parte	4ª Parte	5ª Parte	6ª Parte	7ª Parte	8ª Parte	9ª Parte	10ª Parte
T	24	0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
G	24	1	0,00000	0,00260	0,00327	0,00327	0,00327	0,00327	0,00327	0,00327	0,00327	0,00327
G	24	2	0,00000	0,00321	0,00350	0,00350	0,00350	0,00350	0,00350	0,00350	0,00350	0,00350
T	25	0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
G	25	1	0,00000	0,00235	0,00301	0,00301	0,00301	0,00301	0,00301	0,00301	0,00301	0,00301
G	25	2	0,00000	0,00198	0,00275	0,00275	0,00275	0,00275	0,00275	0,00275	0,00275	0,00275
T	26	0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
G	26	1	0,00000	0,00249	0,00269	0,00269	0,00269	0,00269	0,00269	0,00269	0,00269	0,00269
G	26	2	0,00000	0,00243	0,00270	0,00270	0,00270	0,00270	0,00270	0,00270	0,00270	0,00270
T	27	0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
G	27	1	0,00000	0,00047	0,00234	0,00234	0,00234	0,00234	0,00234	0,00234	0,00234	0,00234
G	27	2	0,00000	0,00086	0,00259	0,00259	0,00259	0,00259	0,00259	0,00259	0,00259	0,00259
T	28	0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
G	28	1	0,00000	0,00037	0,00235	0,00235	0,00235	0,00235	0,00235	0,00235	0,00235	0,00235
G	28	2	0,00000	0,00040	0,00235	0,00235	0,00235	0,00235	0,00235	0,00235	0,00235	0,00235
T	29	0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
G	29	1	0,00000	0,00000	0,00073	0,00195	0,00195	0,00195	0,00195	0,00195	0,00195	0,00195
G	29	2	0,00000	0,00000	0,00123	0,00188	0,00188	0,00188	0,00188	0,00188	0,00188	0,00188
T	30	0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
G	30	1	0,00000	0,00000	0,00000	0,00168	0,00172	0,00172	0,00172	0,00172	0,00172	0,00172
G	30	2	0,00000	0,00000	0,00000	0,00145	0,00176	0,00176	0,00176	0,00176	0,00176	0,00176
T	31	0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
G	31	1	0,00000	0,00000	0,00000	0,00082	0,00146	0,00146	0,00146	0,00146	0,00146	0,00146
G	31	2	0,00000	0,00000	0,00000	0,00004	0,00119	0,00119	0,00119	0,00119	0,00119	0,00119
T	32	0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
G	32	1	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00096	0,00096	0,00096	0,00096	0,00096
G	32	2	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00062	0,00104	0,00104	0,00104	0,00104
T	33	0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
G	33	1	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00048	0,00192
G	33	2	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00072	0,00168

## APÊNDICE D

**Listagem do programa escrito em linguagem APDL utilizado para comparar as frequências naturais dos galhos de café, obtidas utilizando-se o programa ANSYS, e a solução analítica apresentada por JAMES et al. (1989)**

```
/prep7
! Unidades do Sistema Internacional
!
!
!   EQUIPE:   William Heringer Filgueiras, Mestrando
!             Daniel Marçal de Queiroz, PhD, Orientador
!             Gutemberg Pereira Dias, DS, Conselheiro
!             Ricardo Marius Della Lúcia, PhD, Conselheiro
!
!
! comprimento do galho 10_l
l=0.63
! densidade do material
rop=977.9
! diâmetro do galho
d=0.0065
! momento de inércia da seção
I=(3.1415926/64)*d*d*d*d
! módulo de elasticidade do material
E=3.562e9
area=3.1415926*d*d/4
k1=1.875/l
k2=4.694/l
k3=7.855/l
w1=(k1*k1)*sqrt(E*I/(rop*area))/(2*3.1415926)
w2=(k2*k2)*sqrt(E*I/(rop*area))/(2*3.1415926)
w3=(k3*k3)*sqrt(E*I/(rop*area))/(2*3.1415926)
ET,1,PLANE42
!*
ET,2,SOLID45
!*
! módulo de elasticidade do galho
MP,EX,1,E,
! densidade do galho
MP,DENS,1,rop,
PCIRC,(d/2),,0,360,
ESIZE,(d/6)
AMESH,1
ESIZE,,24,
TYPE,2,
MAT,1,
```

```

REAL,1,
ESYS,0,
!*
VEXT,1, , ,0,0,1,,,,
FINISH
/SOLU
!*
ANTYPE,2
!*
ESEL,U,TYPE,,1
NSEL,S,LOC,Z,0
D,ALL, , , , ,ALL
ALLSEL
! expandindo a solução vinte modos de vibração
MXPAND,20
! definindo o método de solução
MODOPT,REDUC
TOTAL,20,0
/STAT,SOLU
SOLVE
*GET,F1,MODE,1,FREQ
*GET,F2,MODE,2,FREQ
*GET,F3,MODE,3,FREQ
FINISH

```

## APÊNDICE E

**Listagem do .programa escrito na linguagem APDL para comparar a frequência natural, obtida através do programa ANSYS, e a obtida por DIMAROGONAS E HADDAD (1992)**

```
/ prep7
!  
!  
!   EQUIPE: William Heringer Filgueiras, Mestrando
!           Daniel Marçal de Queiroz, PhD, Orientador
!  
!           Gutemberg Pereira Dias, DS, Conselheiro
!           Ricardo Marius Della Lúcia, PhD, Conselheiro
!  
!  
! comprimento do talo
L=0.006858
!  
! densidade do material
rop= 1107.196
!  
! diâmetro do talo
d=0.0020574
!  
! momento de inércia da seção
I=(3.141592/64)*d*d*d*d
!  
! módulo de elasticidade do material, Pa
E=2.606e7
!  
! area da secao transversal, m**2
area=3.141592*d*d/4
!  
! massa do grão
mm=2.195e-3
!  
! massa do talo
M=area*rop*L
w=sqrt((3*E*I/(L*L*L))/(0.235*M+mm))/(2*3.141592)
!  
! elemento na região do talo
ET, 1, PIPE 16
ET,2,MASS21,,,2
R, 1,d,(d/2),,,,,
R,2,mm
!  
! módulo de elasticidade do talo
MP,EX,1,E,
!
```



```
! densidade do talo
MP,DENS,1,rop,
!
! definindo modelo do talo
k,1,0,0,0
k,2,0.006858,0,0
lstr,1,2
!
! dividindo o talo em vinte segmentos de igual comprimento
LESIZE,1,,,20,1,
!
! construindo a malha de elementos do talo
TYPE,1
REAL., 1
LMESH,1
TYPE,2
REAL,2
E,2
FINISH
/SOLU
!
! realizando análise modal
ANTYPE,2
!
! restringindo o movimento no keypoint 1
DK,1, ,0, , ,ALL
!
! expandindo a solução dois modos de vibração
MXPAND,1
!
! definindo o método de solução
MODEPT,REDUC
TOTAL,1,0
SOLVE
FINISH
```

## APÊNDICE F

### Listagem do programa escrito na linguagem VISUAL BASIC utilizado para gerar o programa em linguagem APDL para simulação da planta de café

```
Attribute VB_Name = "Module1"  
Option Explicit  
Sub Principal()  
Dim tipo(500) As String* 1  
Dim den1(500), den2(500) As Integer  
Dim xi(500), yi(500), zi(500), xf(500), yf(500), zf(500) As Double  
Dim di(500), df(500), dm(500), comp(500) As Double  
Dim mxx(500, 10), myy(20), mzz(20) As Double  
Dim ALT(100, 2)  
Dim i, j, k, n, m As Integer  
Dim jj, kk, ijk As Integer  
Dim mtotal, lcompa, lcomp As Double  
Dim nm As Integer  
Dim CIF(500, 15)  
Dim numpon, jpos, i p s As Integer  
Rem PROGRAMA PARA SIMULAÇÃO DINÂMICA DE UMA PLANTA DE CAFÉ  
Rem EM TRÊS DIMENSÕES  
Rem  
Rem EQUIPE: William Heringer Filgueiras, Mestrando  
Rem Daniel Marçal de Queiroz, PhD, Orientador  
Rem Gutemberg Pereira Dias. DS, Conselheiro  
Rem Ricardo Marius Della Lúcia. PhD, Conselheiro  
Rem  
open "d:\Projeto_Cafe\william\Programas\Dados_1.txt" For Input As #1  
Open "d:\Projeto_Cafe\william\Programas\Diam_Tronc.txt" For Input As #2  
Open "d:\Projeto_Cafe\william\Programas\Dados_1.ext" For Output As #3  
Open "d:\Projeto_Cafe\william\Programas\Planta.log" For Output As #5  
i = 0  
Print #3, "Dados relativos ao tronco e galhos"  
Do While Not EOF(1)  
    i = i + 1  
    Input #1, tipo(i), den1(i), den2(i), xi(i), yi(i), zi(i), xf(i), yf(i), zf(i), di(i), df(i), dm(i), comp(i), mxx(i,  
1), mxx(i, 2), mxx(i, 3), mxx(i, 4), mxx(i, 5), mxx(i, 6), mxx(i, 7), mxx(i, 8), mxx(i, 9), mxx(i, 10)  
    Rem calculo da massa total  
    mtotal = mxx(i, 1) + mxx(i, 2) + mxx(i, 3) + mxx(i, 4) + mxx(i, 5) + mxx(i, 6) + mxx(i, 7) + mxx(i, 8)  
+ mxx(i, 9) + mxx(i, 10)  
    myy(1) = 0  
    mzz(1) = 0  
    For nnn = 1 To 10  
        myy(nnn + 1) = myy(nnn) + mxx(i, nnn)  
        mzz(nnn + 1) = mzz(nnn) + 0.1  
    Next nnn  
    Print #3, tipo(i); den1(i); den2(i); xi(i); yi(i); zi(i); xf(i); yf(i); zf(i); di(i); df(i); dm(i); comp(i); mxx(i,  
1); mxx(i, 2); mxx(i, 3); mxx(i, 4); mxx(i, 5); mxx(i, 6); mxx(i, 7); mxx(i, 8); mxx(i, 9); mxx(i, 10)  
    Print #3, ""  
Loop  
Print #3, "Dados relativos a variacao de diametro ao longo do comprimento do tronco"  
m = 0  
Do While Not EOF(2)  
    m = m + 1  
    Input #2, ALT(m, 1), ALT(m, 2)  
    Print #3, ALT(m, 1), ALT(m, 2)  
    Print #3, ""
```

```

Loop
Print #5, "/TITLE,Frequencias naturais da planta de cafe"
Print #5, "!*"
Print #5, "/PREP7"
Print #5, "/output.planta.out"
Print #5, "!*"
Print #5, "*DIM,ALT,TABLE,100,1"
Print #5, "*DIM,YT,ARRAY,500,1"
Print #5, "*DIM,GA,ARRAY,500,15"
Print #5, "*DIM,IPOI,ARRAY,500,1"
Print #5, "*DIM,IPOF,ARRAY,500,1"
Print #5, "*DIM,ELAS,TABLE,5,1"
Print #5, "*DIM,RIG,TABLE,5,1"
Print #5, "*DIM,DENS,TABLE,5,1"
Print #5, "! Valores de Y1(m)"
CIF(1, 1) = yf(1)
k = 1
For j = 1 To i
  If ((tipo(j) = "T") And (CIF(k, 1) <> yf(j))) Then
    k = k + 1
    CIF(k, 1) = yf(j)
  End If
Next j
For j = 1 To k
  Print #5, "YT("; j; ", 1)="; CIF(j, 1)
Next j
n = 0
For j = 1 To i
  If (tipo(j) = "G") Then
    n = n + 1
    CIF(k + n, 1) = xf(j)
    CIF(k + n, 2) = yf(j)
    CIF(k + n, 3) = zf(j)
    CIF(k + n, 4) = dm(j)
    CIF(k + n, 5) = comp(j)
    CIF(k + n, 6) = mxx(j, 1)
    CIF(k + n, 7) = mxx(j, 2)
    CIF(k + n, 8) = mxx(j, 3)
    CIF(k + n, 9) = mxx(j, 4)
    CIF(k + n, 10) = mxx(j, 5)
    CIF(k + n, 11) = mxx(j, 6)
    CIF(k + n, 12) = mxx(j, 7)
    CIF(k + n, 13) = mxx(j, 8)
    CIF(k + n, 14) = mxx(j, 9)
    CIF(k + n, 15) = mxx(j, 10)
  End If
Next j
For j = 1 To n
  Print #5, "GA("; j; ", 1)="; CIF(k + j, 1)
  Print #5, "GA("; j; ", 2)="; CIF(k + j, 2)
  Print #5, "GA("; j; ", 3)="; CIF(k + j, 3)
  Print #5, "GA("; j; ", 4)="; CIF(k + j, 4)
  Print #5, "GA("; j; ", 5)="; CIF(k + j, 5)
  Print #5, "GA("; j; ", 6)="; CIF(k + j, 6)
  Print #5, "GA("; j; ", 7)="; CIF(k + j, 7)
  Print #5, "GA("; j; ", 8)="; CIF(k + j, 8)
  Print #5, "GA("; j; ", 9)="; CIF(k + j, 9)
  Print #5, "GA("; j; ", 10)="; CIF(k + j, 10)
  Print #5, "GA("; j; ", 11)="; CIF(k + j, 11)
  Print #5, "GA("; j; ", 12)="; CIF(k + j, 12)

```

```

Print #5, "GA(",j," ",13)="; CIF(k + j, 13)
Print #5, "GA(",j," ",14)="; CIF(k + j, 14)
Print #5, "GA(",j," ",15)="; CIF(k + j, 15)
Nest j
Print #5, "! Valores de Dmedio(m)"
For j = 1 To m
  Print #5, "ALT(",j," ",0)="; ALT(j, 1)
  Print #5, "ALT(",j," ",1)="; ALT(j, 2)
Nest j
Print #5, "!"
Print #5, "ALT(0,1)=1 ! Linha zero"
Print #5, "!"
Print #5, "! Valores de E(Pa)"
Print #5, "ELAS(1,1)=3.562e09,1.257e09,1.373e09,1.795e09,1.779e09"
Print #5, "!"
Print #5, "! Valores de Diametro (m)"
Print #5, "ELAS(1,0)=0.00537,0.01056,0.02124,0.04167,0.07149"
Print #5, "!"
Print #5, "ELAS(0, 1) = 1"
Print #5, "!"
Print #5, "! Valores de G(Pa)"
Print #5, "RIG(1,1)=5.041e08,4.439e08,3.517e08,1.785e08,2.487e08"
Print #5, "!"
Print #5, "! Valores de Diametro (m)"
Print #5, "RIG(1,0)=0.00527,0.01001,0.01993,0.04129,0.07150"
Print #5, "!"
Print #5, "RIG(0, 1) = 1"
Print #5, "!"
Print #5, "!"
Print #5, "! Valores de dens. (kg/m3)"
Print #5, "DENS(1,1)=977.9,1015.6,1035.3,1041.4,1105.6"
Print #5, "!"
Print #5, "!"
Print #5, "DENS(1,0)=0.0055,0.0105,0.0209,0.0413,0.0715"
Print #5, "!"
Print #5, "DENS(0, 1) = 1"
Print #5, "!"
Print #5, "!"
Print #5, "/PNUM,KP,1"
Print #5, "/PNUM,LINE,1"
Print #5, "/PNUM,ELEMENT,1"
Print #5, "!"
Print #5, "ET, 1, PIPE16"
Print #5, "ET, 2, MASS21,,,2"
Print #5, "!"
Print #5, "KEYOPT, 1, 1, 0"
Print #5, "KEYOPT, 1, 2, 0"
Print #5, "KEYOPT, 1, 4, 0"
Print #5, "KEYOPT, 1, 5, 0"
Print #5, "KEYOPT, 1, 6, 0"
Print #5, "KEYOPT, 1, 7, 0"
Print #5, "!"
Print #5, "!"
Print #5, "!"
Print #5, "K, 1, 0, 0, 0"
For j = 1 To k
  Print #5, "!"
  Print #5, "!"
  Print #5, "K, ",j + 1," ", 0," ";CIF(j, 1); ".0"

```

```

Print #5, "IPOI(" ; j ; ", 1) = " ; j + 1
If (i <> 1) Then Print #5, "ALTM=(YT(" ; j ; ", 1)+YT(" ; j + 1 ; ", 1))/2"
If (i = 1) Then Print #5, "ALTM=0.001"
Print #5, "DIAM = ALT(ALTM)"
Print #5, "ESP = DIAM / 2"
Print #5, "R, " ; j ; ", DIAM, ESP"
Print #5, "MP,EX," ; j ; ", ELAS(DIAM),"
Print #5, "MP,DENS," ; j ; ", DENS(DIAM),"
Print #5, "MP,GXY," ; j ; ", RIG(DIAM),"
Nest J
n = 0
For j = 1 To i
  If (tipo(j) = "G") Then
    n = n + 1
    Print #5, "!"
    Print #5, "!"
    Print #5, "K, " ; n + k + 1 ; ", " ; CIF(n + k, 1) ; ", " ; CIF(n + k, 2) ; ", " ; CIF(n + k, 3)
    Print #5, "IPOF(" ; j ; ", 1) = " ; n + k + 1
    Print #5, "ESP = GA(" ; n ; ", 4) / 2"
    Print #5, "R, " ; n + k ; ", GA(" ; n ; ", 4). ESP"
    Print #5, "DIAM = GA(" ; n ; ", 4)"
    Print #5, "MP,EX," ; n + k ; ", ELAS(DIAM),"
    Print #5, "MP,DENS," ; n + k ; ", DENS(DIAM),"
    Print #5, "MP,GXY," ; n + k ; ", RIG(DIAM),"
  End If
Nest J
Print #5, "nconta = " ; n + k
Print #5, "!"
Print #5, "!"
For j = 1 To k
  Print #5, "LSTR, " ; j ; ", " ; j + 1
Next j
Print #5, "!"
Print #5, "!"
n = 0
For j = 1 To i
  If (tipo(j) = "G") Then
    n = n + 1
    kk = 1
    For jj = 1 To i
      If (tipo(jj) = "T") Then
        If (yi(j) = yf(jj)) Then ijk = kk
        kk = kk + 1
      End If
    Next jj
    Print #5, "LSTR, " ; ijk + 1 ; ", " ; n + k + 1
  End If
Next j
Print #5, "!"
Print #5, "!"
Print #5, "LGLUE ,All"
Print #5, "j = IPOI(" ; k ; ", 1) - 1"
Print #5, "k = 0"
Print #5, "*DO,1,1,J,1"
Print #5, " k = k + 1"
Print #5, " LSEL , S.Line. , k"
Print #5, " LATT,K,K,1,"
Print #5, " LESIZE,K. , 3,1,"
Print #5, " LMESH ,k"
Print #5, " LSEL ,All"

```

```

Print #S, " EPLOTT"
Print #S, "*ENDDO"
Print #S, "!"
Print #S, "!"
Print #S, "MNO=0"
Print #S, "nnjj=nconta"
Print #5, "*DO,I,1,"; n; ",1"
Print #5, " K = K + 1"
Print #S, " MNO=MNO+1"
Print #S, " LSEL , S, Line. , k"
Print #5, " LATT,K,K,1,"
Print #5, " LESIZE,K, , ,10,1,"
Print #S, " LPLOT"
Print #S, " LMESH ,k"
Print #S, " NPLOTT"
Rem procurar x=0 e z=0 e calcular a distancia
Print #S, " nsl,s,1"
Print #S, " *get,nunos,node,,count"
Print #S, " *get,atualn,node,,num,min"
Print #S, " *get,coordx,node,atualn,loc,x"
Print #5, " *get,coordy,node,atualn,loc,y"
Print #5, " *get,coordz,node,atualn,loc,z"
Print #S, " *if,coordx,eq,0.0,then"
Print #S, "     *if,coordz,eq,0.0,then"
Print #5, "         coordp=coordy"
Print #5, "     *endif"
Print #5, " *endif"
Print #S, " *do,jj,1,(nunos-1)"
Print #S, " *get,proxn,node,atualn,nxth"
Print #S, "     atualn=proxn"
Print #5, " *get,coordx,node,atualn,loc,x"
Print #5, " *get,coordy,node,atualn,loc,y"
Print #5, " *get,coordz,node,atualn,loc,z"
Print #5, " *if,coordx,eq,0.0,then"
Print #S, "     *if,coordz,eq,0.0,then"
Print #5, "         coordp=coordy"
Print #5, "     *endif"
Print #5, " *endif"
Print #S, " *enddo"
Print #S, " *get,atualn,node,,num,min"
Print #5, " *get,coordx,node,atualn,loc,x"
Print #5, " *get,coordy,node,atualn,loc,y"
Print #5, " *get,coordz,node,atualn,loc,z"
Print #S, " coordd=(coordy-coordp)"
Print #5, " coorde=coordx*coordx+coordd*coordd+coordz*coordz"
Print #5, " coordf=sqrt(coorde)"
Print #5, " type,2"
Print #5, " nnjj=nnjj+1"
Print #S, " xpos=nint(coordf*10/GA(MNO,5))"
Print #S, " *if,xpos,ne,0.0,then"
Print #S, "     *if,GA(MNO,5+xpos),ne,0.0,then"
Print #5, "         r,nnjj,GA(MNO,5+xpos)"
Print #S, "         real,nnjj"
Print #5, "         e,atualn"
Print #S, "     *endif"
Print #S, " *endif"
Print #S, "!"
Print #S, " *do,jj,1,(nunos-1)"
Print #S, " *get,proxn,node,atualn,nxth"
Print #5, "     atualn=proxn"

```

```

Print #S, " *get,coordx,node,atualn,loc,x"
Print #5, " *get,coordy,node,atualn,loc,y"
Print #5, " *get,coordz,node,atualn,loc,z"
Print #S, " coordd=(coordy-coordp)"
Print #S, " coorde=coordx*coordx+coordd*coordd+coordz*coordz"
Print #S, " coordf=sqrt(coorde)"
Print #5, " type,2"
Print #5, " nnjj=nnjj+1"
Print #S, " xpos=nint(coordf*10/GA(MNO,5))"
Print #5, " *if,xpos,ne,0.0,then"
Print #5, "     *if,GA(MNO,5+xpos),ne,0.0,then"
Print #5, "         r,nnjj,GA(MNO,5+xpos)"
Print #5, "         real,nnjj"
Print #5, "         c,atualn"
Print #S, "     *endif"
Print #5, " *endif"
Print #S, " *enddo"
Print #S, "!"
Print #S, " LSEL ,All"
Print #S, " EPlot"
Print #5, "*ENDDO"
Print #5, "ALLSEL.ALL"
Print #S, "!"
Print #S, "!"
Print #S, "finish"
Print #5, "/SOLU"
Print #S, "ANTYPE, MODAL"
Print #5, "MXPAND, 12"
Print #S, "MODOPT, REDUC"
Print #S, "DK, 1, ,0, , 0, All"
Print #S, "TOTAL, 12,0"
Print #S, "SOLVE"
Print #5, "FINISH"
Close #1
Close #2
Close #3
Close #5
End Sub
Sub polint(xa, ya, n, x, y, dy)
Rem Dim n As Integer
Dim nmax As Integer
Rem Dim dy, s, y, xa(n), ya(n) As Integer
Dim i,m, ns As Integer
Dim den, dif, dift, ho, hp, w, c(10), d(10)
nmax = 10
ns = 1
diff = Abs(x - xa(1))
For i = 1 To n
    dift = Abs(x - xa(i))
    If (din < dif) Then
        ns = i
        dif = dift
    End If
    c(i) = ya(i)
    d(i) = ya(i)
Next i
y = ya(ns)
ns = ns - 1
For m = 1 To n - 1
    For i = 1 To n - m

```

```

ho = xa(i) - x
hp = xa(i + m) - x
w = c(i + 1) - d(i)
den = ho - hp
If (den = 0) Then GoTo pare
den = w / den
d(i) = hp * den
c(i) = ho * den
Next i
If (2 * ns < n - m) Then
  dy = c(ns + 1)
Else
  dy = d(ns)
  ns = ns - 1
End If
y = y + dy
Nest m
GoTo final
pare:
Print #3, "problema em polint"
final:
End Sub
Sub locate(xx, n, x, j)
Rem Dim j, n As Integer
Rem Dim x, xx(n) As Double
Dim jl, jm, ju As Integer
jl = 0
ju = n + 1
10:
While ((ju - jl) > 1)
  jm = (ju + jl) / 2
  If ((xx(n) > xx(1)) Eqv (x > xx(jm))) Then
    jl = jm
  Else
    ju = jm
  End If
Wend
j = jl
End Sub

```



## APÊNDICE G

### Listagem do programa escrito na linguagem APDL utilizado na determinação das frequências naturais de galho de café com frutos

```
/PREP7
!  
!  
!  
!   EQUIPE:   William Heringer Figueiras, Mestrando  
!             Daniel Marçal de Queiroz, PhD, Orientador  
!             Gutemberg Pereira Dias, DS, Conselheiro  
!             Ricardo Marius Della Lúcia, PhD, Conselheiro  
!  
!  
! UNIDADES NO SISTEMA INTERNACIONAL  
!  
*DIM,ELAS, TABLE, 5, 1  
*DIM,RIG, TABLE, 5, 1  
*DIM,DENS, TABLE, 5, 1  
*DIM,POSX, ARRAY, 23, 1  
*DIM,POSY, ARRAY, 23, 1  
*DIM,POSZ, ARRAY, 23, 1  
*DIM,IPOS, ARRAY, 500, 1  
!  
POSX(1,1)=0  
POSX(2,1)=0.022716832  
POSX(3,1)=0.054322859  
POSX(4,1)=0.079015067  
POSX(5,1)=0.088891951  
POSX(6,1)=0.103707276  
POSX(7,1)=0.128399484  
POSX(8,1)=0.148153251  
POSX(9,1)=0.182722343  
POSX(10,1)=0.217291435  
POSX(11,1)=0.251860527  
POSX(12,1)=0.29136806  
POSX(13,1)=0.327912529  
POSX(14,1)=0.357543179  
POSX(15,1)=0.39309996  
POSX(16,1)=0.426681363  
POSX(17,1)=0.467176585  
POSX(18,1)=0.498782612  
POSX(19,1)=0.533351704  
POSX(20,1)=0.562982354  
POSX(21,1)=0.587674563  
POSX(22,1)=0.671628072  
POSX(23,1)=0.772372282  
!  
POSY(1,1)=0.468  
POSY(2,1)=0.471597993  
POSY(3,1)=0.476603896  
POSY(4,1)=0.480514757  
POSY(5,1)=0.482079102  
POSY(6,1)=0.484425619  
POSY(7,1)=0.48833648  
POSY(8,1)=0.49146517
```

```

POSY(9,1)=0.496940376
POSY(10,1)=0.502415582
POSY(11,1)=0.507890789
POSY(12,1)=0.514148167
POSY(13,1)=0.519936242
POSY(14,1)=0.524629276
POSY(15,1)=0.530260917
POSY(16,1)=0.535579689
POSY(17,1)=0.541993502
POSY(18,1)=0.546999405
POSY(19,1)=0.552474611
POSY(20,1)=0.557167645
POSY(21,1)=0.561078507
POSY(22,1)=0.574375436
POSY(23,1)=0.590331752
!
POSZ(1,1)=0.0
POSZ(2,1)=0.0
POSZ(3,1)=0.0
POSZ(4,1)=0.0
POSZ(5,1)=0.0
POSZ(6,1)=0.0
POSZ(7,1)=0.0
POSZ(8,1)=0.0
POSZ(9,1)=0.0
POSZ(10,1)=0.0
POSZ(11,1)=0.0
POSZ(12,1)=0.0
POSZ(13,1)=0.0
POSZ(14,1)=0.0
POSZ(15,1)=0.0
POSZ(16,1)=0.0
POSZ(17,1)=0.0
POSZ(18,1)=0.0
POSZ(19,1)=0.0
POSZ(20,1)=0.0
POSZ(21,1)=0.0
POSZ(22,1)=0.0
POSZ(23,1)=0.0
!
! Valores de E(Pa)
ELAS(1,1)=3.562e09,1.257e09,1.373e09,1.795e09,1.779e09
!
! Valores de Diametro (m)
ELAS(1,0)=0.00537,0.01056,0.02124,0.04167,0.07149
!
ELAS(0, 1) = 1
!
! Valores de G(Pa)
RIG(1,1)=5.041e08,4.439e08,3.517e08,1.785e08,2.487e08
!
! Valores de Diametro (m)
RIG(1,0)=0.00527,0.01001,0.01993,0.04129,0.07150
!
RIG(0, 1) = 1
!
!
! Valores de dens. (kg/m3)
DENS(1,1)=977.9,1015.6,1035.3,1041.4,1105.6
!

```

```

!
DENS(1,0)=0.0055,0.0105,0.0209,0.0413,0.0715
!
DENS(0,1) = 1
!
ET, 1, PIPE16
ET, 2, MASS21...2
!
DIAM = 0.006
ESP = DIAM / 2
R, 1, DIAM, ESP
MP,EX, 1, ELAS(DIAM),
MP,DENS, 1, DENS(DIAM),
MP,GXY, 1, RIG(DIAM),
!
! propriedades do talo
!
DIAM = 0.00149
ESP = DIAM / 2
R, 2, DIAM, ESP
MP,EX, 2, 2.606e7,
MP,DENS, 2, 1107.196,
MP,GXY, 2, 3.688e6,
!
R,3,0.001528
R,4,0.0024
!
*DO,I,1,23,1
  K,I,POSX(I,1),POSY(I,1),POSZ(I,1)
*ENDDO
!
*DO,I,1,22
  LSTR,I,(I+1)
*ENDDO
!
/pnum,line,1
lplot
!
KWPAVE,2
wpro,9.000000,
CSYS,4
M=23
*DO,I,1,10
  M=M+1
  K,M,0,0.005*sin((I-1)*2*3.141592/10),0.005*cos((I-1)*2*3.141592/10)
  LSTR,2,M
  IPOS(M)=2
*ENDDO
!
KWPAVE,3
*DO,I,1,8
  M=M+1
  K,M,0,0.005*sin((I-1)*2*3.141592/8),0.005*cos((I-1)*2*3.141592/8)
  LSTR,3,M
  IPOS(M)=3
*ENDDO
!
KWPAVE,4
*DO,I,1,14
  M=M+1

```

```

K,M,0,0.005*sin((I-1)*2*3.141592/14),0.005*cos((I-1)*2*3.141592/14)
LSTR,4,M
IPOS(M)=4
*ENDDO
!
KWPAVE,5
*DO,I,1,12
M=M+1
K,M,0,0.005*sin((I-1)*2*3.141592/12),0.005*cos((I-1)*2*3.141592/12)
LSTR,5,M
IPOS(M)=5
*ENDDO
!
KWPAVE,6
*DO,I,1,6
M=M+1
K,M,0,0.005*sin((I-1)*2*3.141592/6),0.005*cos((I-1)*2*3.141592/6)
LSTR,6,M
IPOS(M)=6
*ENDDO
!
KWPAVE,7
*DO,I,1,4
M=M+1
K,M,0,0.005*sin((I-1)*2*3.141592/4),0.005*cos((I-1)*2*3.141592/4)
LSTR,7,M
IPOS(M)=7
*ENDDO
!
KWPAVE,8
*DO,I,1,6
M=M+1
K,M,0,0.005*sin((I-1)*2*3.141592/6),0.005*cos((I-1)*2*3.141592/6)
LSTR,8,M
IPOS(M)=8
*ENDDO
!
KWPAVE,9
*DO,I,1,6
M=M+1
K,M,0,0.005*sin((I-1)*2*3.141592/6),0.005*cos((I-1)*2*3.141592/6)
LSTR,9,M
IPOS(M)=9
*ENDDO
!
KWPAVE,10
*DO,I,1,8
M=M+1
K,M,0,0.005*sin((I-1)*2*3.141592/8),0.005*cos((I-1)*2*3.141592/8)
LSTR,10,M
IPOS(M)=10
*ENDDO
!
KWPAVE,11
*DO,I,1,12
M=M+1
K,M,0,0.005*sin((I-1)*2*3.141592/12),0.005*cos((I-1)*2*3.141592/12)
LSTR,11,M
IPOS(M)=11
*ENDDO

```

```

!
KWPAVE,12
*DO,I,1,11
  M=M+1
  K,M,0,0.005*sin((I-1)*2*3.141592/11),0.005*cos((I-1)*2*3.141592/11)
  LSTR,12,M
  IPOS(M)=12
*ENDDO
!
KWPAVE,13
*DO,I,1,12
  M=M+1
  K,M,0,0.005*sin((I-1)*2*3.141592/12),0.005*cos((I-1)*2*3.141592/12)
  LSTR,13,M
  IPOS(M)=13
*ENDDO
!
KWPAVE,14
*DO,I,1,13
  M=M+1
  K,M,0,0.005*sin((I-1)*2*3.141592/13),0.005*cos((I-1)*2*3.141592/13)
  LSTR,14,M
  IPOS(M)=14
*ENDDO
!
KWPAVE,15
*DO,I,1,12
  M=M+1
  K,M,0,0.005*sin((I-1)*2*3.141592/12),0.005*cos((I-1)*2*3.141592/12)
  LSTR,15,M
  IPOS(M)=15
*ENDDO
!
KWPAVE,16
*DO,I,1,7
  M=M+1
  K,M,0,0.005*sin((I-1)*2*3.141592/7),0.005*cos((I-1)*2*3.141592/7)
  LSTR,16,M
  IPOS(M)=16
*ENDDO
!
KWPAVE,17
*DO,I,1,10
  M=M+1
  K,M,0,0.005*sin((I-1)*2*3.141592/10),0.005*cos((I-1)*2*3.141592/10)
  LSTR,17,M
  IPOS(M)=17
*ENDDO
!
KWPAVE,18
*DO,I,1,3
  M=M+1
  K,M,0,0.005*sin((I-1)*2*3.141592/3),0.005*cos((I-1)*2*3.141592/3)
  LSTR,18,M
  IPOS(M)=18
*ENDDO
!
KWPAVE,19
*DO,I,1,10
  M=M+1

```

```

K,M,0,0.005*sin((I-1)*2*3.141592/10),0.005*cos((I-1)*2*3.141592/10)
LSTR,19,M
IPOS(M)=19
*ENDDO
!
KWPAVE.20
*DO,I,1,4
M=M+1
K,M,0,0.005*sin((I-1)*2*3.141592/4),0.005*cos((I-1)*2*3.141592/4)
LSTR,20,M
IPOS(M)=20
*ENDDO
!
KWPAVE.21
*DO,I,16
M=M+1
K,M,0,0.005*sin((I-1)*2*3.141592/6),0.005*cos((I-1)*2*3.141592/6)
LSTR,21,M
IPOS(M)=21
*ENDDO
!
CSYS,0
/pnum,kp,1
/pnum,line,1
kplot
lplot
!
! desenvolvendo a malha ao longo do ramo
!
k = 0
*DO,I,1,21,1
k = k + 1
LSEL ,S, Line. ,k
LATT,1,1,1,
LESIZE,K, ,3,1,
LMESH , k
LSEL ,All
EPlot
*ENDDO
k = k + 1
LSEL ,S, Line,, k
LATT,1,1,1,
LESIZE,K, ,5,1,
LMESH ,k
LSEL ,All
EPlot
!
! desenvolvendo a malha nos talos
!
k=22
*DO,I,23,(M-1),1
k = k + 1
LSEL ,S, Line, ,k
LATT,2,2,1,
LESIZE,K, ,3,1,
LMESH ,k
LSEL ,All
EPlot
*ENDDO
eplot

```

```

!plot
!
! definindo a massa nas extremidades dos talos
!
NN=23
*DO,K,NN,(M-1)
  LSEL , S, Line. ,K
  NPLOT
  nsll,s,1
  distm=0
  *get,nunos,node,,count
  *get,atualn,node,,num,min
  *do,ij,1,nunos
    *get,coordx,node,atualn,loc,x
    *get,coordy,node,atualn,loc,y
    *get,coordz,node,atualn,loc,z
    III=IPOS(K+1)
    distx=coordx-POSX(III)
    disty=coordy-POSY(III)
    distz=coordz-POSZ(III)
    distt=sqrt((distx*distx)+(disty*disty)+(distz*distz))
    *if,distt,gt,distm,then
      distm=distt
      nopon=atualn
    *endif
    *get,proxn,node,atualn,nxtlh
    atualn=proxn
  *enddo
  type,2
  real,3
  e,nopon
*ENDDO
!
LSEL , S, Line, ,22
NPLOT
nsll,s,1
*get,nunos,node,,count
*get,atualn,node,,num,min
*do,ij,1,nunos
  type,2
  real,4
  e,atualn
  *get,proxn,node,atualn,nxtlh
  atualn=proxn
*enddo
!
!
ALLSEL,ALL
!
finish
/SOLU
ANTYPE,MODAL
MXPAND,12
MODOPT,REDUC
DK,1,,0,,0,All
TOTAL,12,0
SOLVE
FINISH

```

## APÊNDICE H

### Listagem do programa escrito na linguagem APDL utilizado na determinação de galho de café sem frutos

```
/prep7
! Unidades do Sistema Internacional
!
!
!   EQUIPE:   William Heringer Filgueiras, Mestrando
!             Daniel Marçal de Queiroz, PhD, Orientador
!             Gutenberg Pereira Dias, DS, Conselheiro
!             Ricardo Marius Della Lúcia, PhD, Conselheiro
!
!
! comprimento do galho l3_2, m
L=0.784
!
! massa específica do material, kg/m**3
rop=977.9
!
! diâmetro do galho, m
d=0.006
!
! momento de inércia da seção, m**4
I=(3.1415926/64)*d*d*d*d
!
! módulo de elasticidade do material, Pa
E=3.562e9
!
! Cálculo da área da seção transversal do galho
area=3.1415926*d*d/4
k1=1.875/L
k2=4.694/L
k3=7.855/L
!
! Calculo das frequencias naturais
w1=(k1*k1)*sqrt(E*I/(rop*area))/(2*3.1415926)
w2=(k2*k2)*sqrt(E*I/(rop*area))/(2*3.1415926)
w3=(k3*k3)*sqrt(E*I/(rop*area))/(2*3.1415926)
ET,1,PLANE42
!*
ET,2,SOLID45 .
!*
! módulo de elasticidade do galho
MP,EX,1,E,
!
! densidade da madeira do galho
MP,DENS,1,rop,
PCIRC,(d/2),.0,360,
ESIZE,(d/6)
AMESH,1
ESIZE, ,24,
TYPE,2,
MAT,1,
REAL,1,
ESYS,0,
!*
```



```

VEXT,1, ,0,0,1,
FINISH
/SOLU
!*
ANTYPE,2
!*
ESEL,U,TYPE,,1
NSEL,S,LOC,Z,0
D,ALL, , , , ,ALL
ALLSEL
!
! expandindo a solução vinte modos de vibração
MXPAND,20
!
! definindo o método de solução
MODOPT,REDUC
TOTAL,20,0
/STAT,SOLU
!
! obtendo os valores de frequencias naturais calculados pelo programa ANSYS
SOLVE
*GET,F1,MODE,1,FREQ
*GET,F2,MODE,2,FREQ
*GET,F3,MODE,3,FREQ
FINISH

```

## APÊNDICE I

### Listagem do programa escrito na linguagem APDL utilizado para obtenção das frequências naturais para sistemas talo-fruto de café

```
/PREP7
!  
!  
!   EQUIPE:   William Heringer Filgueiras, Mestrando
!             Daniel Marçal de Queiroz, PhD, Orientador
!             Gutemberg Pereira Dias, DS, Conselheiro
!             Ricardo Marius Della Lúcia, PhD, Conselheiro
!  
!  
!  
!Dimensões do sistema talo-fruto
!Alteração das unidades para o Sistema Internacional
!Eixo maior do fruto
cmin=0.18*0.0254
!Eixo menor do fruto
cmax=0.34*0.0254
!comprimento do talo
ctalo=0.27*0.0254
!diâmetro do talo
dtalo=0.081*0.0254
!*
KEYW,PR_SET,1
KEYW,PR_STRUC,1
KEYW,PR_THERM,0
KEYW,PR_ELMAG,0
KEYW,PR_FLUID,0
KEYW,PR_MULT1,0
KEYW,PR_CFD,0
KEYW, LSDYNA,0
/PMETH,OFF
!*
!*
!Elementos utilizados
ET,1,PLANE82
!*
ET,2,SOLID95
!*
!Módulo de elasticidade
MP,EX,1,2.606e7
!Massa específica
MP,DENS,1,1107.20
CSWPLA,1,1,(cmax/cmin),1,
K,1,(cmin),-90,0,
K,2,(cmin),90,0,
L,1,2
CSYS,0
K,3,(dtalo/2),0,0
K,4,(dtalo/2),(-5*cmax),0
LSTR,3,4
```

```

LOVLAP,1,2
LDELE,3,,1
LDELE,5,,1
LDELE,6,,1
*GET,y5,KP,5,LOC,Y
K,6,0,(y5),0
LSTR,5,6
LSTR,6,2
AL,ALL
LPLOT
TYPE,1,
MAT,1,
REAL,1,
ESYS,0,
!*
ESIZE,(cmin/2.5),0,
!*
AMESH,1
!*
TYPE,2,
MAT,1,
REAL,1,
ESYS,0,
!*
ESIZE,,6,
VROTAT,1,,,,6,2,360,,
/VIEW,1,1,1,1
/ANG,1
/REP
EPLOT
TYPE,2,
MAT,1,
REAL,1,
ESYS,0,
!*
ESIZE,,8,
VEXT,2,11,3,,-ctalo),0
/PNUM,KP,1
/PNUM,LINE,1
/PNUM,AREA,1
/PNUM,VOLU,1
/PNUM,NODE,1
/PNUM,SVVAL,0
/NUM,1
!*
/PNUM,ELEM,1
/REPLOT
!*
EPLOT
ASEL,S,,,17,23,3
ASEL,A,,,13
NSLA,S,1
D,ALL,ALL,0
ALLSEL
FINISH

```

```
/SOLU
ANTYPE,2
MXPAND,6
MODOPT,REDUC
TOTAL,6,0
/STAT,SOLU
SOLVE
*GET,F1,MODE,1,FREQ
*GET,F2,MODE,2,FREQ
*GET,F3,MODE,3,FREQ
*GET,F4,MODE,4,FREQ
*GET,F5,MODE,5,FREQ
*GET,F6,MODE,6,FREQ
FINISH
```