

RESPUESTA DINAMICA DE LA RAMA DEL CAFETO A LA APLICACION DE VIBRACIONES UNIDIRECCIONALES¹

Héctor José Ciro-V*; Carlos E. Oliveros-Tascón**; Fernando Alvarez-Mejía***; Esther Cecilia Montoya-Restrepo****

RESUMEN

CIRO V., H.J.; OLIVEROS T., C.E.; ALVAREZ M., F.; MONTOYA R., E.C. Respuesta dinámica de la rama del café a la aplicación de vibraciones unidireccionales. Cenicafé 49(2): 151-161. 1998.

Se determinó la primera frecuencia de resonancia transversal de la rama del café y su factor de amortiguamiento (ξ) considerando diferentes estados de madurez de las cerezas y la presencia o ausencia de hojas. Adicionalmente, se determinó el valor del módulo de Young (E), en ensayos a flexión y compresión, con el propósito de estimar los valores de la frecuencia de resonancia de la rama del café tanto en forma longitudinal como transversal. Los resultados obtenidos indicaron que la rama es un sistema subamortiguado ($\xi < 1$) y anisotrópico. Los análisis obtenidos con los resultados provenientes de los modelos teóricos, muestran la tendencia a obtener mayor desprendimiento de cerezas de café con la aplicación de vibraciones longitudinales que con las transversales. La fuerza de deflexión estática en ramas con un diámetro inicial, cerca al tronco, de 6,1 mm y final de 2,0 mm, fue menor de 5,0 N, lo cual indica la viabilidad de sistemas de vibración portátiles, livianos para desprender el café, aplicando vibraciones directamente a las ramas. Se estimó la impedancia mecánica del café para diferentes modos y frecuencias de vibración y se observó que ella aumenta a medida que se incrementa el modo normal de vibración.

Palabras claves: Café, *Coffea arabica*, cosecha, análisis modal, resonancia, amortiguamiento, impedancia mecánica.

ABSTRACT

First frequency of transversal resonance of coffee branches and damping factor were experimentally obtained, considering different states of fruit maturity and presence or absence of leaves. Young's modulus (E) was obtained through bending and compressive tests. Values obtained for ξ and E indicated that branches are an underdamped ($\xi < 1$) and anisotropic system. Theoretical predictions of resonance frequency obtained suggest best results with longitudinal vibrations. Force of static deflection of branches, 5.0 N, with 6.1 mm initial diameter, next to the main stem, and 2.0 mm final diameter, indicated feasibility of light portable devices to harvest coffee by applying vibrations directly on the branches. Mechanical impedance of coffee branches for different vibration modes and frequencies was predicted. Increase of impedance with increase of vibration frequency and vibration mode was observed.

Keywords: Coffee, *Coffea arabica*, harvesting, modal analysis, resonance, damping, mechanical impedance.

¹ Adaptado de la tesis "Estudio dinámico de la rama de café para el desarrollo de la cosecha mecánica por vibración" presentada por el primer autor para optar el título de Ingeniero Agrícola. Universidad Nacional de Colombia. Sede Medellín. (Tesis Laureada)

* Ingeniero Agrícola.

** Investigador Científico III. Ingeniería Agrícola. Centro Nacional de Investigaciones de Café, Cenicafé. Chinchiná, Caldas, Colombia.

*** Profesor Asociado. Universidad Nacional de Colombia. Sede Medellín. Departamento de Ingeniería Agrícola y Alimentos.

**** Investigador Científico I. Biometría. Centro Nacional de Investigaciones de Café, Cenicafé. Chinchiná, Caldas, Colombia.

En Cenicafé se están adelantando investigaciones en el área de la cosecha mecanizada de café con el fin de desarrollar tecnologías para desprender las cerezas de café en forma mecánica, cumpliendo con altos rendimientos y selectividad. La técnica de las vibraciones mecánicas aplicadas en el desprendimiento de frutos, incluyendo al café, ha sido estudiada teórica y experimentalmente en Hawái y Cuba. Los resultados obtenidos indican que las vibraciones son un medio masivo de desprendimiento potencialmente selectivo y eficiente, donde el conocimiento de las propiedades físicas y mecánicas del sistema fruto-pedúnculo, rama y árbol, es importante para el diseño de vibradores. Trabajos realizados para estudiar del desprendimiento del fruto por medio de la aplicación de vibraciones mecánicas registrados por Phillips (9), Cooke (2) y Tsatsarelis (13), quienes sugieren que el objetivo principal buscado al aplicar vibraciones a las ramas es lograr que el sistema fruto-pedúnculo (S.F.P) alcance su frecuencia natural o de resonancia, teniendo la posibilidad el fruto de desprenderse. Los mismos autores comentan que posiblemente con una adecuada aplicación de las vibraciones a las ramas se podrían obtener fuerzas inerciales superiores a las que retienen al fruto.

Gunkel (4) y Lorenze (6), afirman que el fruto puede ser separado de la rama por fuerzas de vibración que son transmitidas a lo largo de ella, las cuales son función de la frecuencia aplicada, del desplazamiento, aceleración en varios puntos a lo largo de la rama y el punto de aplicación de la fuerza externa.

Shellenberger (10) y Diener (3) indican que el desprendimiento del fruto de la rama se debe a la fatiga creada por los ciclos repetitivos de tensión y compresión cuando se somete a vibración directamente la rama.

Monroe y Wang (8) estimaron en 100 c.p.m. la primera frecuencia natural de la rama de café.

Los mismos autores después de evaluar el desempeño de un vibrador, concluyen que la frecuencia óptima para desprender de forma selectiva el fruto de café es de 1.500 c.p.m. De acuerdo a Wang (14), las frecuencias de resonancia del sistema fruto-pedúnculo (S.F.P) del café pueden o no coincidir con las frecuencias de resonancia de la rama.

Yung y Fridley (15) indican que las ramas de café presentan mayor pérdida de energía por vibración a medida que se incrementa el ángulo de inserción en su unión con el tronco. Martínez (7) encontró, al ejercer vibraciones en ramas de café variedad Caturra, desprendimientos superiores al 85% de los frutos maduros presentes en la rama con la aplicación de una frecuencia de vibración igual a la frecuencia de resonancia del sistema fruto-pedúnculo (S.F.P) maduro correspondiente al primer modo de vibración y una amplitud de 1 cm.

Análisis para viga de sección uniforme.

Estructuralmente la rama de café se asume que se comporta como una viga empotrada en un extremo y libre de desplazarse en el otro, con una carga uniformemente distribuida, la cual representa el peso total de la rama (frutos mas hojas). Para estimar el valor de su frecuencia natural se utilizan las ecuaciones de Euler citadas por Thomson(11) y Phillips (9), suponiendo que se trata de un material homogéneo e isotrópico con sección transversal constante las cuales se expresan en la forma siguiente:

$$F_{TR} = \frac{\beta^2}{2\pi} \sqrt{\frac{EI}{\rho}} \lll 1 \ggg$$

En donde:

- EI: Rigidez de la rama. N*m²
- ρ: masa por unidad de longitud de la rama. kg*m⁻¹

β^2 : Valor tabulado dependiendo del modo normal. m^{-2}

F_{TR} : Frecuencia natural transversal de la rama de café. s^{-1}

Vibraciones longitudinales. Para vigas sometidas a vibración longitudinal, las cuales se originan debido a fuerzas axiales que producen un desplazamiento a través de su longitud, Timoshenko (12), cita la siguiente expresión para determinar el valor de las frecuencias naturales de una viga empotrada en un extremo y libre en el otro, asumiendo que el material es homogéneo e isotrópico teniendo sus masas y fuerzas elásticas distribuidas:

$$F_{LR} = \frac{N}{4 * L} \sqrt{\frac{E}{\frac{\gamma}{g}}} \quad \langle\langle 2 \rangle\rangle$$

N : Modo de vibración (1,2,3.....)

L : Longitud total de la rama (m)

E : Módulo de Young. $N * m^{-2}$

γ : Peso específico. $N * m^{-3}$

g : Valor de la gravedad: $9.8 m * s^{-2}$

F_{LR} : Frecuencia longitudinal de la rama de café. s^{-1}

Se buscó en esta investigación, determinar las principales características dinámicas, analizadas bajo vibración, de la rama de café variedad Colombia, para establecer los criterios técnicos más importantes y suficientes para el diseño, construcción, operación y evaluación de equipos que utilicen la vibración como un medio de recolección mecánica de café.

MATERIALES Y METODOS

La investigación se realizó en el laboratorio de cosecha mecánica de la disciplina de Inge-

nería Agrícola de Cenicafé, Chinchiná, Caldas. Experimentalmente se determinó el valor de la frecuencia natural y el factor de amortiguamiento para el primer modo de vibración. Este sistema, como es la rama de café idealizado como mecánico y medio continuo, tiene infinito número de frecuencias naturales y modos naturales de vibración. Por tanto los valores de las frecuencias naturales transversales diferentes a la primera frecuencia natural, se estimaron de forma teórica a través de las ecuaciones de Euler. El factor de amortiguamiento (ξ) y la frecuencia natural se determinó para los estados de madurez del fruto maduro y verde. Adicionalmente, se estimaron los valores de la impedancia mecánica en la rama de café según su modo de vibración, y las fuerzas de carácter elástico necesarias para deformarla.

Con el propósito de aplicar los modelos teóricos para la vibración transversal y longitudinal, se determinaron los módulos de rigidez de la rama tanto a flexión (E_f) como compresión (E_c). Para evaluar el efecto de la condición de carga (Flexión y compresión) sobre el módulo de Young, se aplicó un análisis de varianza de una sola vía.

Para determinar los valores de la frecuencia de resonancia en forma transversal tanto teórica como experimentalmente y el valor del factor de amortiguamiento en ramas de café, se seleccionaron para evaluar cada estado de madurez del fruto (maduro y verde) 40 ramas de café variedad Colombia, a las que se les determinó: peso total (frutos+hojas), con una balanza analítica, la longitud total de la rama, con una cinta métrica, y el promedio del diámetro de la sección transversal en varios puntos, con un calibrador digital. Se consideraron dos condiciones de las ramas: sin hojas ni frutos y con hojas y frutos. Para evaluar el efecto que tiene la condición de carga sobre la variable frecuencia de resonancia y factor de amortiguamiento en el primer modo de vibración, se procedió a aplicar un análisis de varianza de una sola vía.

En el caso de existir efecto de la condición de carga se compararon los promedios con una prueba de Tukey al 5%.

Para estimar los valores teóricos de la frecuencia de resonancia transversal de las ramas de café se determinó el módulo de Young a flexión (E_F) de la siguiente manera: se sometieron 50 trozos de rama, de longitud de 8 cm, a ensayos de flexión. El trozo de rama de café se empotró en un extremo, se midió el diámetro promedio con un calibrador y se cargó en su otro extremo con pesas de valor conocido. La deflexión se calculó mediante un transformador diferencial variable (L.V.D.T), colocado en su extremo cargado (Figura 1). Con los valores de carga y deformación se realizó un análisis de regresión simple con el propósito de estimar el valor de b (pendiente de la regresión), el cual es a su vez la constante elástica a flexión (K_1) de la rama. Con este valor y con la siguiente expresión de la mecánica de materiales se determinó el módulo de Young (E_F), en donde:

$$E_F = \frac{K_1 * L^3}{3 * I} \quad \langle\langle 3 \rangle\rangle$$

- E_F : Módulo de Young a flexión. $N * m^{-2}$
- K_1 : Pendiente obtenida de la regresión simple para fuerza vs deformación. $N * m^{-1}$
- L : Longitud del trozo de madera (m).
- I : Momento de inercia de la sección transversal del trozo de madera. m^4

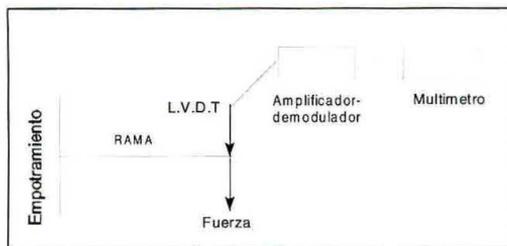


Figura 1. Montaje para determinar el módulo de Young a flexión de la rama de café.

El módulo de Young a compresión de la rama de café E_C , con el cual se determinaron los valores teóricos de las frecuencias de resonancia de la rama en forma longitudinal, sin considerar la condición de carga de la rama y el estado de madurez del fruto, se determinó de la siguiente manera: se sometieron a compresión axial 100 trozos de madera de 5cm de longitud (Figura 2) en una máquina universal de ensayos (INSTRON 1011) equipada para el control de la deformación y para la adquisición de datos (fuerzas y deformaciones). Antes de cada ensayo se midió el diámetro y la longitud de cada trozo utilizando un calibrador digital con sensibilidad de 0,01 mm. Con los valores de fuerza y deformación en cada ensayo, se aplicó un análisis de regresión simple a los valores comprendidos en el rango lineal de deformación, determinando el coeficiente b (pendiente de la regresión), el cual es a su vez la constante axial (K_2) de la rama. Con este valor y con la siguiente expresión de la mecánica de materiales, se determinó el módulo de Young (E_C) a compresión:

$$E_C = \frac{K_2 * L}{A} \quad \langle\langle 4 \rangle\rangle$$

En donde:

- E_C : Módulo de Young a compresión. $N * m^{-2}$
- K_2 : Pendiente obtenida de la regresión simple para Fuerza vs. deformación. $N * m^{-1}$
- L : Longitud del trozo de madera. m
- A : Área de la sección transversal del trozo de madera. m^2

El valor experimental de la frecuencia natural transversal y el factor de amortiguamiento (ξ) para el primer modo de vibración de la rama de café, fueron estimados utilizando el método de decrecimiento logarítmico de las oscilaciones libres citado por Harrison (5). Se consideró la condición de

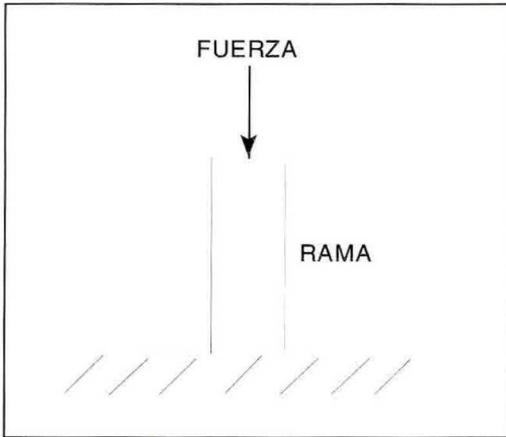


Figura 2. Trozo leñoso de la rama de café sometido a compresión.

carga en la rama (hojas+frutos y sin hojas ni frutos), en donde para la condición de carga (hojas+frutos) se tuvieron presentes los estados maduro y verde de la cereza de café. El procedimiento utilizado fue el siguiente:

Se le dio movimiento a la rama y se la dejó oscilar libremente. A 5 cm. de la unión tronco rama y sobre la longitud de ésta última se colocó un LVDT, el cual registró el desplazamiento que sufrió el punto en consideración. El LVDT se conectó a un osciloscopio de retención, en el que se obtuvo la gráfica del decrecimiento de oscilaciones del punto con respecto al tiempo. De la curva registrada se obtuvo el período de amortiguamiento en segundos (s). Con la razón de dos amplitudes consecutivas se estimó el decrecimiento logarítmico presente en la rama. Con este valor y el tiempo registrado se determinó la frecuencia natural de la rama en el primer modo de vibración. Se hicieron 40 ensayos para cada estado de madurez del fruto considerando la condición de carga.

Para estimar el valor del factor de amortiguamiento (ξ), el cual define la pérdida de

energía de un sistema oscilatorio (en este caso la rama de café), se utilizó la siguiente expresión:

$$\xi = \frac{\delta}{\sqrt{4\pi^2 + \delta^2}} \quad \langle\langle 5 \rangle\rangle$$

En donde:

δ : Razón logarítmica de dos amplitudes consecutivas.

ξ : Factor de amortiguamiento obtenido experimentalmente.

y para encontrar la frecuencia natural transversal :

$$F_{TR} = \frac{60}{P \sqrt{1 - \xi^2}} \quad \langle\langle 6 \rangle\rangle$$

Para la cual:

P : tiempo en segundos, registrado por el graficador entre las dos amplitudes consideradas.

F_{TR} : Frecuencia natural transversal de la rama de café con frutos y hojas, en cpm.

RESULTADOS Y DISCUSION

En la Tabla 1, se muestra el valor y el coeficiente de variación en el módulo de Young para la condición de falla. El análisis de varianza mostró efecto a favor del ensayo a compresión. En consecuencia, se espera que la rama transmita mejor las vibraciones en la dirección longitudinal que transversal. La diferencia de los valores de los módulos de Young podría atribuirse a la anisotropía presente en materiales como la madera.

TABLA 1. Valores promedios y coeficiente de variación del módulo de Young a flexión y compresión en una rama de café.

Condición de carga	Valor promedio	Coefficiente de variación(%)
Flexión	6,464 ^A Mpa	14%
Compresión	398,6 ^B Mpa	22%

En las Tablas 2 y 3, se muestran los valores promedios, máximos, mínimos y los coeficiente de variación, de la longitud, diámetro, peso por unidad de longitud, amortiguamiento(ξ) y frecuencia natural para las ramas de café variedad Colombia. En general, los valores promedios obtenidos presentan alta variabilidad ($CV > 20\%$), aceptable por tratarse de materiales biológicos. Con relación a la frecuencia natural transversal, los valores estimados son inferiores a los obtenidos experimentalmente (30 al 40%).

En la Tabla 4, se muestra el promedio de los valores teóricos y experimentales de la frecuencia natural transversal de la rama de café y del factor de amortiguamiento para las condiciones de carga total (hojas+frutos) y sin carga. El análisis de varianza al nivel de significancia del 5%, mostró efecto de la condición de carga sobre la variables frecuencia natural y factor de amortiguamiento(ξ). Los resultados obtenidos con la prueba de Tukey al 5% indican que una rama sin carga (sin frutos ni hojas), presenta una mayor frecuencia de oscilación y menor amortiguamiento(ξ) que una rama con carga (frutos más hojas), esto se explica por el hecho de tener menor masa de inercia efectiva y menor resistencia ofrecida por el aire. El aumento de la frecuencia de la rama con cerezas maduras, con relación a las ramas con cerezas verdes, podría deberse principalmente a un menor peso por unidad de longitud, ya que las primeras fueron recolectadas al final de cosecha de la parte superior del árbol con un promedio de grado de madurez que osciló alrededor

del 52%. Las hojas contribuyen al amortiguamiento de las oscilaciones (amortiguamiento externo). El factor de amortiguamiento para la rama de café es inferior a uno ($\xi < 1$), por lo cual se concluye que es un sistema sub-amortiguado y por tanto, de bajo consumo de potencia por amortiguamiento y de bandas de resonancia muy bien definidas.

En las Figuras 3 y 4, se describe el montaje realizado para determinar el tipo de amortiguamiento presente en la rama de café, su frecuencia natural, así como la curva típica de decaimiento de oscilaciones libres.

El análisis de regresión lineal simple en los valores teóricos y experimentales para la frecuencia natural transversal para el primer modo de vibración fue significativo (al 5%) con un coeficiente de determinación de 62,5% y un coeficiente de regresión estadísticamente inferior a uno ($R^2 < 1$), lo cual indica que el modelo teórico subestima a los valores experimentales. Esta discrepancia entre las estimaciones teóricas y los valores experimentales se puede atribuir principalmente a las siguientes razones:

En el modelo teórico se asume que el producto $E_f I$ (Rigidez a flexión de la sección transversal de la rama) permanece invariable a lo largo de toda la longitud de la rama, situación que en la realidad no se observa ya que la rama a lo largo de toda su longitud presenta una reducción gradual de diámetro (Viga en "Tapered"). También se podría esperar una reducción en la rigidez de la rama, debido a

TABLA 2. Valor del factor de amortiguamiento y frecuencia de resonancia en el primer modo de vibración de la rama de café con cerezas maduras.

Variable	Promedio	Máximo	Mínimo	Coefficiente de variación (%)
Longitud(m)	60,5	89,25	43,63	20,51
Diámetro(m)	0,0049	0,0059	0,0049	8,50
Peso(kg/m)	0,2173	0,3734	0,1156	21,73
Amortiguamiento	0,024	0,036	0,0184	22,62
Frecuencia natural experimental para el primer modo (cpm)	134,897	185,86	75,049	20,86
Frecuencia teórica para el primer modo (cpm)	88,56	127,23	52,28	19,23

TABLA 3. Valor del factor de amortiguamiento y frecuencia de resonancia en el primer modo de vibración de la rama de café con cerezas verdes.

Variable	Promedio	Máximo	Mínimo	Coefficiente de variación (%)
Longitud (m)	65,58	83,63	48,56	25,23
Diámetro (m)	0,0050	0,0058	0,0044	7,13
Peso (kg/m)	0,24	0,3650	0,1514	21,23
Amortiguamiento	0,032	0,042	0,024	19,23
Frecuencia natural experimental para el primer modo (cpm)	122,55	150,28	100,23	12,55
Frecuencia teórica para el primer modo.(cpm)	76,28	52,96	100,75	16,26

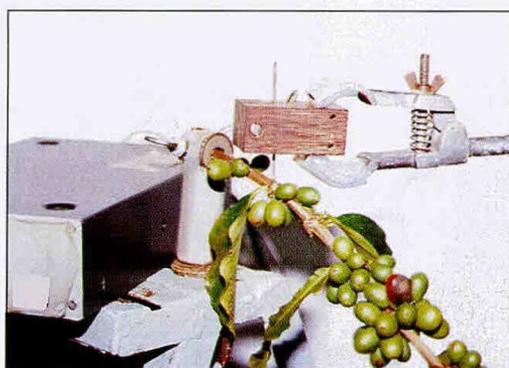


Figura 3. Montaje del LVDT para determinar la frecuencia y el amortiguamiento de una rama de café.

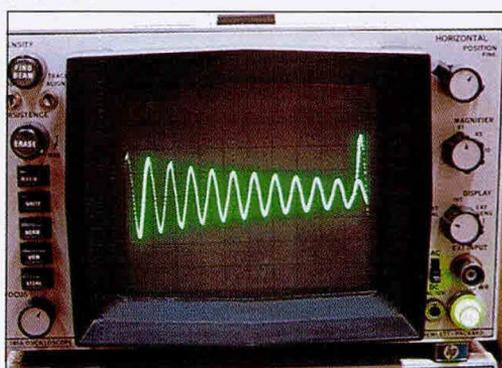


Figura 4. Decaimiento de las oscilaciones libres de una rama de café. Registro de la pantalla del osciloscopio.

TABLA 4. Valores promedios de la frecuencia natural transversal y del factor de amortiguamiento para la rama de café según su tipo de carga.

Condición de Carga	Frecuencia	c.p.m	CV %	Amortiguamiento (ξ).	CV %
Rama con frutos maduros (hojas+frutos)	119,45 ^a		18,56	0,024 ^a	12,45
Rama con frutos verdes (hojas + frutos)	106,93 ^b		19,22	0,032 ^b	15,55
Ramas sin hojas ni frutos	410,56 ^c		23,45	0,018 ^c	16,28

*Promedios para una misma variable y con la misma letra son estadísticamente iguales (Tukey al 5%).

cambios en su estructura (menos lignificada) en áreas próximas a la yema apical.

Distribución de la carga a lo largo de la rama. En el modelo se considera que la carga (peso que representa las hojas más frutos) se distribuye uniformemente pero en la práctica no ocurre así debido a la misma fisiología (variaciones en la distancia entre nudos, en el número de granos por nudo y en el peso de los granos en cada nudo) y condiciones particulares de manejo de cultivo.

Se asume en el modelo teórico que la viga en voladizo es un material isotrópico, lo cual es solamente una aproximación ya que la madera presenta anisotropía en sus propiedades mecánicas. Esto hace que las propiedades dinámicas experimentales medidas no sean muy ajustables a los valores obtenidos con los modelos teóricos propuestos. Para mejorar las estimaciones se deben utilizar procedimientos que permitan tener en cuenta estas variaciones, como el análisis por medio de elementos finitos.

En la Tabla 5 se presentan los valores teóricos de las frecuencias transversales determinados en forma transversal para los primeros doce modos de vibración de la rama de café y

los primeros cinco modos para vibraciones longitudinales.

Al relacionar los valores de la Tabla 5 con los encontrados para las frecuencias naturales del sistema fruto-pedúnculo determinados por Ciro (1) para la variedad Colombia, se observa que si se hace vibrar la rama de café en forma transversal a la frecuencia de 1.500 cpm, se consigue el tercer o cuarto modo de vibración de la rama (Figura 5). Bajo éstas condiciones, la rama presentará tres o cuatro puntos de cero amplitud a lo largo de su longitud, lo cual hará que las cerezas de café localizadas en estos puntos o en su área de influencia no se desprendan.

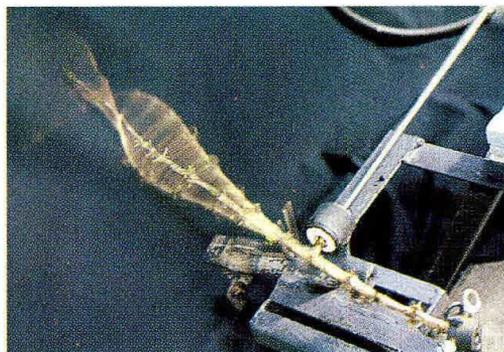


Figura 5. Tercer modo de vibración de una rama de café.

TABLA 5. Valores teóricos de los modos de vibración transversales y longitudinales para las ramas de café.

MODO DE VIBRACION	Vibración transversal en rama con:		Vibración Longitudinal
	Frutos Maduros. cpm	Frutos Verdes. cpm	cpm
1	88,56	75,46	15219,13
2	553,47	471,61	30438,27
3	1552,23	1322,66	45657,40
4	3041,57	2591,73	60876,54
5	5027,77	4284,17	76095,67
6	7511,18	6400,30	
7	10490,51	8938,99	
8	13966,68	11901,04	
9	17939,42	15286,23	
10	22408,71	19094,52	
11	27374,69	23326,04	
12	32837,21	27980,67	

La frecuencia para el segundo modo de vibración del sistema fruto-pedúnculo fue estimada por Ciro (1) en 28.300,00 cpm. A esta frecuencia la rama vibrará, en la dirección transversal, entre el décimo primero y décimo segundo modos de vibración (Tabla 5). Debido a la elevada impedancia mecánica a estas frecuencias se esperan grandes pérdidas de energía y un relativo bajo desprendimiento selectivo de los frutos.

De la Tabla 5, se observa como para un mismo modo de vibración las frecuencias de resonancia longitudinal en ramas de café son considerablemente más altas que las frecuencias de las vibraciones transversales, por lo tanto es factible que este tipo de vibraciones en desprendimiento de cerezas de café sean más efectivas que las transversales, debido a que en el sentido longitudinal el valor de las frecuencias de resonancia del sistema fruto-pedúnculo; 1.500 c.p.m y 28.300 c.p.m. para el fruto

maduro en el primer y segundo modo de vibración del sistema fruto-pedúnculo respectivamente, se logra en modos normales de vibraciones más bajos originando impedancias bajas, movilidades de vibración altas y esfuerzos altos.

En la Figura 6 se presenta las impedancias mecánicas de la rama de café, en función de su modo de vibración. A medida que aumenta el modo normal de vibración la impedancia es mayor y para un mismo modo es mínima, cuando la frecuencia de vibración externa es igual a su frecuencia natural.

En la Figura 7 se presenta el comportamiento de la constante elástica de una rama de café, la cual determina la fuerza necesaria para deflectar la rama una distancia dada, en función de la distancia a partir del punto de inserción con el tronco, para ramas con un diámetro inicial promedio de 6,1 mm y diámetro final

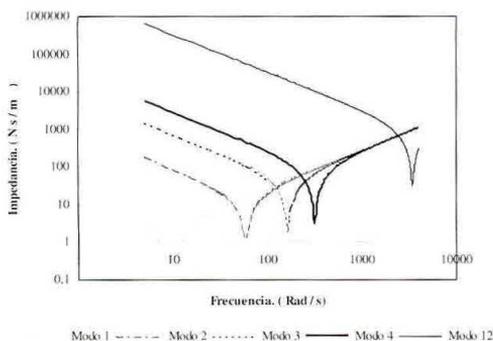


Figura 6. Impedancias mecánicas de una rama de café, según su modo de vibración.

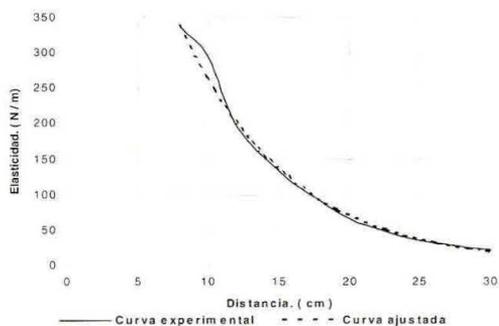


Figura 7. Elasticidad de una rama de café, según su distancia a partir de su unión con el tronco.

promedio de 2,0 mm. La elasticidad en función de la distancia tiene un comportamiento exponencial significativo al 5%, donde la pendiente y el intercepto son diferentes de cero. El comportamiento elástico está definido por la expresión:

$$K = 958,08 e^{-0.1302 \cdot X} \quad \ll 8 \gg$$

Donde

X = a la distancia a partir de su punto de inserción con el tronco.

La curva indica que a medida que se desplaza de la unión tronco-rama, las fuerzas de carácter elásticas disminuyen notoriamente para una deformación constante. Estas fuerzas de naturaleza elástica en conjunto con las fuerzas de carácter dinámico, son parte importante del diseño de vibradores.

AGRADECIMIENTOS

Los autores manifiestan su reconocimiento al Ingeniero Juan Rodrigo Sanz Uribe de la Disciplina de Ingeniería Agrícola de Cenicafé, por su colaboración en los diseños mecánicos y al Dr. Américo Ortiz del Programa de Industrialización, por su asesoría en instrumentación.

LITERATURA CITADA

1. CIRO V., H. J. Estudio dinámico de la rama de café para el desarrollo de la cosecha mecánica por vibración. Medellín, Universidad Nacional de Colombia. Facultad de Ciencias Agropecuarias, 1997. 98p. (Tesis: Ingeniero Agrícola).
2. COOKE, J. R.; PARCHOMCHUCK, P. Vibratory harvesting: An experimental analysis of fruit-stem dynamics. Transactions of the ASAE. 15(4): 598-603. 1972.
3. DIENER, R. ; STAFFORD, J.R. Design criteria for minimizing predetachment fruit damage during mechanical shaking. Transactions of the ASAE. 16 (5): 840-843. 1973.
4. GUNKEL, W.; REHKUNGLER, G. E.; HUSSAIN, A. A. Tree limb response to a periodic discontinuous sinusoidal displacement. Transactions of the ASAE. 18 (2): 614-617. 1975.
5. BEACHLEY, H.N.; HARRISON, L.H. Introduction to dynamic systems analysis. Madison, University of Wisconsin, 1993. 211p.
6. LORENZE, C; FRIDLEY, R. B; ADRIAN, P.A. Forced vibration of a tree limb. Transactions of the ASAE. 18(4): 473-475. 1965.

7. MARTINEZ, A.; MORALES, F. J.; GOMEZ, A. D.; ALOYSIUS, H. N. Determinación de parámetros de un órgano de trabajo para cosecha mecanizada de café por vibración. *Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias* 2 (3): 27-49. 1989.
8. MONROE, G. E.; WANG, K. J. Systems for mechanically harvesting coffee. *Transactions of the ASAE*. 11(3): 270-278. 1968.
9. PHILLIPS, A.L. Computer formulation of forced vibration of tree limbs with secondary branches. Davis California, University of California. 1967.154 p. (Tesis : Ph.D).
10. SHELLENBERGER, A. F. ; WANG, K. J. Effects of acumulative damage due stress cycles on selective harvesting of coffee. *Transactions of the ASAE*. 10 (2): 252-255. 1967.
11. THOMSON, T. W. Theory of vibration with aplicaciones. New Jersey, Prentice Hall, 1988. 467p.
12. TIMOSHENKO, S.; YUNG, D.H. *Vibration problems in engineering*. 3.ed. Princeton, Prentice Hall, 1954.468p.
13. TSATSARELIS, C. A. Vibratory olive harvesting: The response of the fruit-stem system to fruit removing action. *Journal of Agricultural Engineering Research* 39 (2): 77-90. 1987.
14. WANG, K.J.; YUNG, Ch. Response of coffee laterals to circular base motion. *Transactions of the ASAE*. 12 (5): 580-583. 1969.
15. YUNG, Ch.; FRIDLEY, R.B. Analysis of fruit detachment during tree shaking. *Transactions of the ASAE*. 18 (3): 409-415. 1975.