

ESTUDIO EXPERIMENTAL DE LA RESPUESTA DE LA RAMA DE CAFÉ ANTE LA APLICACIÓN DE IMPACTO MECÁNICO

Eduard Alberto García Galeano¹; Fernando Alvarez Mejía²;
Carlos Eugenio Oliveros Tascón³

RESUMEN

En CENICAFÉ se estudió el efecto de la aplicación de impacto mecánico sobre la rama, para lo cual se desarrolló y evaluó un prototipo a nivel de laboratorio que permitiera aplicar impacto en un punto de la rama para desprender mecánicamente el café. Se sometió la rama a la aplicación de impacto durante 6 segundos, probando distintos puntos, frecuencias y fuerzas de excitación, midiendo con la ayuda de sensores de desplazamiento y aceleración el efecto que el impacto genera sobre la rama. Encontrándose que la excitación por impacto genera un régimen de vibración transitorio y que al restringir el movimiento de la rama en su extremo libre e impactar en un punto medio, se obtiene una mejor transmisión de la vibración y un desprendimiento más efectivo de los frutos a lo largo de esta, alcanzando un desprendimiento del 90 % de los frutos maduros presentes en la rama con porcentajes de frutos verdes en la masa cosechada del 23% y tiempo óptimo de operación recomendado de 2,5 s en promedio para los mejores tratamientos observados. Adicionalmente con la ayuda de una cámara de video, se estudió el movimiento de los frutos cuando fueron sometidos a impacto, observándose los modos pendular y basculante a los cuales se les atribuye el desprendimiento de los frutos maduros, además que la mayor cantidad de frutos se desprenden en los primeros ciclos de aplicación del impacto.

Palabras claves: Cosecha mecánica, café, Impacto mecánico, régimen de vibración transitorio.

¹ Ingeniero Agrícola. Profesional Básico. Centro Nacional de Investigaciones de Café. CENICAFÉ.

² Profesor Asociado. Universidad Nacional de Colombia, Sede Medellín. Facultad de Ciencias Agropecuarias. A.A. 568. Medellín

³ Investigador Científico III. Ingeniería Agrícola. Centro Nacional de Investigaciones de Café. CENICAFÉ. Chinchiná Caldas-Colombia.

ABSTRACT**EXPERIMENTAL STUDY OF THE EFFECT OF MECHANICAL IMPACT APPLICATION ON THE BRANCH OF COFFEE.**

The effect of the application of mechanical impact on the branch was studied at CENICAFÉ, for which was developed and evaluated a prototype at laboratory level that allowed to apply impact in a point of the branch to detachment the coffee mechanically. The branch was subjected under the application of impact during 6 seconds, proving different points, frequencies and forces of excitation, measuring with the aid of sensors of displacement and acceleration the effect that the impact generates on the branch. Being that the excitation by impact generates a regime of transitory vibration and than restricting the movement of the branch in extreme free and hitting in an average point, it got one better transmission of the vibration and a more effective detachment of the cherries throughout this, reaching a detachment of 90 % of the present ripe coffee berries in the branch with percentage of green coffee berries in the harvested mass of 23% and optimal recommended operation time was 2,5 s in average for the best treatment exhibited. Additionally with the aid of a video camera, was studied the movement of the coffee berries when they were subjected under impact, was exhibited the pendular and tilted mode to which the detachment of the ripe coffee berries was attributed to them, in addition the greater amount of ripe coffee berries was detachment in the first cycles application of the impact.

Key words: Mechanical harvest, coffee, Mechanical Impact, Regime of transitory vibration.

Investigaciones realizadas en Cenicafé en cosecha de café con la aplicación de vibraciones mecánicas al tallo han evidenciado limitaciones del árbol para transmitir eficientemente las vibraciones aplicadas hasta los frutos. Para obviar lo anterior se considera importante investigar en el empleo de vibraciones al follaje o a las ramas generando información fundamental para remover frutos. Lo que conduce al estudio de la vibración forzada de la rama a través de la aplicación de nuevos principios, tales como el impacto mecánico aplicado como pulsos repetitivos y constantes en el tiempo.

Impacto es el término más general que se emplea para describir las fuerzas

o alteraciones aplicadas de forma repentina y que se generan al chocar dos cuerpos con velocidades relativas, cantidad de movimiento y energía cinética inicial. Durante la colisión se genera una energía que se puede disipar (dependiendo del tipo de impacto) básicamente de tres formas: mediante deformación de los cuerpos en el área de contacto, vibración o en forma de calor (Avallone y Baumeister, 1995; Harris, 1996; Mohsenin, 1986 y Shigley y Mischke, 1990). Según Avallone y Baumeister (1995) una fuerza o esfuerzo se considera aplicado repentinamente cuando la duración de aplicación de la carga es menor que la mitad del período fundamental de vibración del miembro sobre el cual actúa la fuerza.

Bajo el impacto se propaga una onda de compresión por todo el elemento, conforme esta onda de compresión viaja una y otra vez por reflexión desde un extremo de la barra hasta el otro, se produce un esfuerzo máximo, que es muchas veces mayor que el que se produciría estáticamente (Avallone y Baumeister, 1995).

En las zonas cafeteras de Brasil se ha generalizado el empleo de equipos denominados batidores mecánicos, cuyo principio de funcionamiento es el impacto mecánico aplicado directamente sobre el fruto, esporádicamente se presenta un impacto sobre la rama ya que esto es un proceso no controlado. Por la baja selectividad en el desprendimiento de los frutos maduros se considera que esta tecnología no es viable para Colombia (Oliveros, 1996-1997 y Oliveros, 1998).

Teniendo presente que en la literatura no se registra información sobre el comportamiento de la rama o el árbol de café ante la aplicación de impacto mecánico, se planteó este trabajo de investigación. En este artículo se presentan los resultados obtenidos a nivel teórico generando información que permitiera un conocimiento más amplio de la posible respuesta de la rama ante la aplicación de impacto y a nivel experimental estudiando la respuesta física del sistema (vibración generada), selectividad y tiempos de operación en la cosecha mecánica por la aplicación de impacto a las ramas.

MATERIALES Y MÉTODOS

Localización. Las pruebas de laboratorio se realizaron en las instalaciones de la Subestación experimental el Rosario, ubicada en el municipio de Venecia, Antioquía.

Materiales y equipos. Para medir los efectos de la aplicación de impacto mecánico sobre la rama se utilizaron los siguientes equipos:

- Variador de velocidad para motor trifásico ATV-18U18M2.
- Motor eléctrico Siemens (1 HP, 1700 RPM).
- Mecanismo Biela - Manivela "Inversión sin corrimiento".
- Acelerómetros Analog Devices (100g monoaxiales ADXL 190).
- Tarjeta de adquisición de datos OMEGA PCI-6023E9 con salida a PC.
- Balanza electrónica METTLER TOLEDO, modelo PR802 con capacidad de 810 g, sensibilidad de 0.01 g.
- Transformador lineal diferencial variable (LVDT).
- Scopometer FLUKE 105B.
- Computador portátil DELL LATITUDE (pentium II).
- Cámara de vídeo (Panasonic VJ).
- Circuito de alimentación para acelerómetro.

Metodología. Se desarrollaron dos etapas así:

Etapas 1. En esta etapa se realizó un análisis cinemático y dinámico del

mecanismo biela - manivela, con el objeto de conocer el patrón de movimiento en cualquier instante de tiempo, mediante el método para el análisis de mecanismos planteado por diferentes autores (Calero y Carta, 1999; Mabie, 1996; Norton, 1998 y Shigley y Vicker, 1992).

Adicionalmente utilizando los programas para diseño asistido por computador MECHANICAL DESKTOP de AUTODESK[®] y WORKING MODEL de KNOWLEDGE OF REVOLUTION[®], se simuló el mecanismo con el objeto de conocer las variables o cantidades que describen su movimiento para cualquier instante de tiempo y compararlas con las obtenidas a partir del análisis cinemático.

Los valores obtenidos de la simulación fueron comparados con los del análisis cinemático, mediante el concepto de porcentaje de error matemático (%EM), definido como:

$$\% EM = \frac{\text{valor experimental} - \text{valor teórico}}{\text{valor teórico}} \cdot 100$$

Considerando como valor teórico el obtenido utilizando el programa Working Model. Posteriormente se determinó la fuerza de impacto en el extremo del dedo del mecanismo biela - manivela, considerando diferentes valores de velocidad angular. Para ello se utilizó una pequeña viga de acero de 0,20 m de longitud, $14 \cdot 10^{-3}$ m de ancho y con un espesor de $3,175 \cdot 10^{-3}$ m ($1/8$ "), con una rigidez (EI) de $7,66 \text{ N m}^2$, la cual fue golpeada por el dedo en su extremo libre; para cada golpe se midió la deflexión máxima producida por la fuerza de impacto o excitación (para una aceleración dada, los valores de deflexión producidos se midieron con la ayuda de un LVDT) (Figura 1), los valores de fuerza de impacto se obtuvieron de la expresión para vigas en cantiliver ($F = y \cdot 3EI/L^3$) dada por Beer y Johnston (1989).

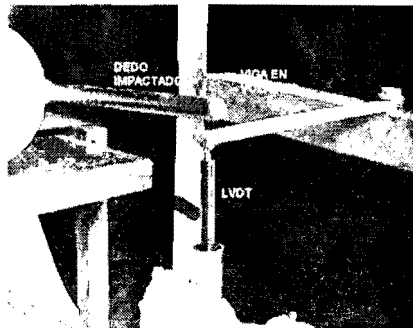


Figura 1. Montaje para medir la fuerza de impacto experimentalmente.

Etapa 2. Medición del efecto del impacto mecánico aplicado a la rama de café. Se realizó una caracterización del sistema, en el cual se tenía una entrada (fuerza de impacto que depende de la masa, velocidad con que golpea y tiempo de aplicación) y una salida o respuesta del sistema (características de la vibración generada en la rama y cantidad de frutos desprendidos).

Para generar el impacto se utilizó un sistema sincronizador de frecuencia (variador de velocidad), con el cual se fija y regula la velocidad del excitador (motor eléctrico de 1 HP, 1700 RPM, el cual funciona como fuente de potencia y acciona el mecanismo biela - manivela), para aplicar distintas frecuencias y fuerzas de impacto (Figura 2).

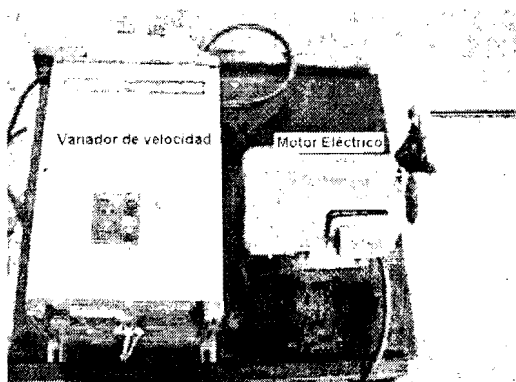


Figura 2. Sistema sincronizador de frecuencias.

Adicionalmente, para estudiar las características de la vibración generada en la rama, se utilizó un acelerómetro (para este caso se estudió el parámetro aceleración) con un rango de ± 100 g (gravidades) y un eje de sensibilidad, el acelerómetro se ubicó al final de la rama a una distancia constante para conocer las características de la onda de transmisión para ese punto de la rama. También se colocó un LVDT cerca al punto en el cual se impacta, con el

objeto de conocer las características de la onda generada por la función excitación (para este caso se estudió el parámetro desplazamiento). Ambos sensores fueron conectados a un sistema de adquisición de datos basado en computador (Figura 3).

La información generada sirvió para conocer las características de transmisión de la onda a través de la rama (la velocidad y aceleración en el

punto de entrada se obtuvieron mediante un algoritmo de derivación desarrollado en MATLAB[®] para la función desplazamiento), así como las velocidades y desplazamientos en el extremo de la rama (estas dos últimas características se obtuvieron mediante un algoritmo de integración numérica desarrollado en MATLAB[®]). Para ello se utilizó el método donde se estudian los términos del efecto de la excitación sobre la estructura (rama), realizando el análisis de las señales en el dominio del tiempo y en el dominio de la frecuencia. Los datos adquiridos de las vibraciones en la rama venían representados como

funciones en el dominio del tiempo, este tipo de representación es muy útil para el análisis de impacto pues permite conocer las aceleraciones, velocidades y desplazamientos pico o máximos, así como el número de impactos (durante un segundo) que recibieron las ramas cuando fueron sometidas a la excitación. El análisis de las señales en el dominio de la frecuencia o frecuentemente llamado análisis espectral permite visualizar en cual (o cuales) frecuencia (s) se encuentra ubicada la componente principal de una señal dada. La relación matemática utilizada para este análisis fue la transformada de FOURIER.



Figura 3. Montaje de laboratorio.

Para identificar las condiciones de operación se hicieron observaciones hasta lograr la mayor flexibilidad posible (proceso iterativo), donde dependiendo de las condiciones iniciales de excitación (fuerza de impacto, punto de aplicación, material con que se impacta) y de acuerdo con la respuesta de la rama (análisis de datos obtenidos de los

sensores y cantidad de frutos desprendidos para cada estado de madurez) se replanteaban las condiciones y se ejecutaba nuevamente el proceso (Figura 4).

Movimiento de los frutos. Con la ayuda de una cámara de vídeo se estudió el movimiento de los frutos cuando eran

sometidos a una excitación. Adicionalmente se analizaron los intervalos de tiempo en los cuales ocurre el desprendimiento de los frutos, con el objeto de determinar los tiempos óptimos de operación de la cosecha de café por la aplicación de impacto.

Análisis estadístico. Una vez establecidas las condiciones de opera-

ción, las mejores observaciones se tomaron como tratamientos, los cuales fueron asignados aleatoriamente a las unidades experimentales, donde la unidad experimental estuvo constituida por la rama. Todos los tratamientos se evaluaron en ramas de café variedad Colombia. Por tratamiento se tomaron 10 unidades experimentales.

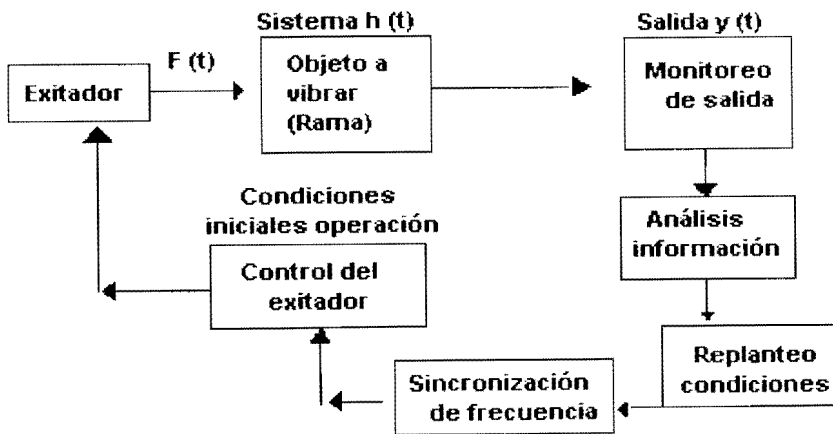


Figura 4. Esquema experimentación

En cada unidad experimental (rama), de cada tratamiento se registró la siguiente información:

Número de frutos maduros + pintones (estado de madurez fisiológico) y verdes desprendidos.

Como variables respuesta se tuvieron:

– Proporción de frutos verdes en la masa cosechada (PVme en %).

– Proporción de desprendimiento de frutos maduros + pintones (PMD en %).

A las variables de respuesta se les realizó un análisis descriptivo. Además para las 4 mejores observaciones se evaluó el efecto de los tratamientos, bajo el análisis de varianza de una vía, y en los casos en que éste mostro efecto de los tratamientos, se aplicó la prueba de comparación de Duncan, al nivel del 5%.

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Etapa 1. Del análisis cinemático y dinámico del mecanismo biela - manivela y después de una serie de estudios en los cuales se variaron las

condiciones de diseño (dimensiones de los eslabonamientos y ubicación del dedo impactador), se eligió el mecanismo con las siguientes características (Figura 5).

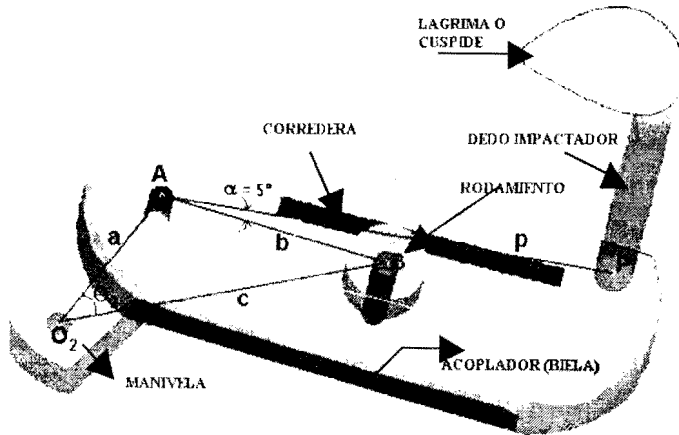


Figura 5. Mecanismo Biela-Manivela.

- Dimensión del Eslabón 1 (distancia entre la junta O₂ y la junta pasador "B"): $c = 86$ mm.
- Dimensión de la Manivela (Eslabón 2): $a = 22$ mm.
- Dimensión de la Biela o Acoplador (Eslabón 3): $b =$ Variable dependiendo de la posición de la manivela.
- Posición del punto P (Ubicación del dedo impactador): El dedo está ubicado a una distancia $p = 140$ mm tomada desde la junta pasador A y formando un ángulo $\alpha = 5^\circ$ con respecto al eje principal del acoplador.
- Dedo impactador construido en Poliamida, reforzado con fibra de vidrio, 0,04 Kg de peso, 12,7 mm de diámetro y 180 mm de longitud.

La simulación mediante los programas para diseño asistido por computador Mechanical Desktop[®] y Working Model[®], proporciona la trayectoria del dedo impactador, la

velocidad angular ω_3 , aceleración angular del eslabón 3 (Biela ó acoplador) α_3 , y las componentes de la velocidad y aceleración lineal absoluta del punto P en las direcciones X y Y; dadas las dimensiones del mecanismo inicial.

Los resultados obtenidos de la comparación entre la simulación y el análisis cinemático y dinámico del mecanismo indican que el máximo %EM (0,25%) (Figura 6) se presentó con la

variable velocidad angular del eslabón 3 (ω_3), lo que indica que el diseño del mecanismo es correcto.

Con los valores obtenidos experimentalmente de la fuerza de impacto en el extremo de la viga ($F=y*3EI/L^3$), se obtiene la ecuación: $FI = 0,0945* \omega_2 - 83,966$ que relaciona la fuerza de impacto (FI en Newtons) con la velocidad angular de la manivela (ω_2 en RPM).

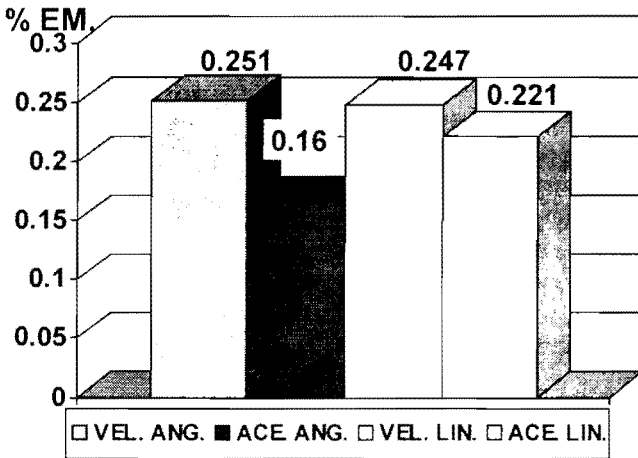


Figura 6. % EM. Para las variables evaluadas.

Etapa 2.

Medición del efecto del impacto mecánico aplicado a la rama de café. De la Figura 7 a la 9 se pueden observar en detalle el comportamiento de las señales en el dominio del tiempo para los parámetros desplazamiento, velocidad y aceleración en el punto de

impacto, durante la excitación.

En la Figura 7 se muestra claramente la periodicidad de la aplicación de la excitación a una frecuencia equivalente a la frecuencia de rotación de la manivela, nótese que la función excitación se aplica periódicamente, más no es continua en el tiempo, esto es, se

excita en tiempos muy pequeños e inmediatamente se retira la excitación, lo que indica que se está aplicando un régimen de vibración transitorio y que entre cada impacto la rama responde libremente, contrario a lo que se esperaba: un régimen de vibración continua dado el bajo período de excitación (0.04 s en promedio). Un aspecto importante para destacar es la recuperación de la rama, casi en su totalidad, de la perturbación generada

por el impacto en un lapso de tiempo muy corto (menor a 0.02 s), mostrando la importancia de su componente elástica. Esta respuesta era de esperarse por que se impacta en un lugar cercano al punto de inserción de la rama con el tronco, en el que la rama presenta una alta rigidez estructural por lo tanto vuelve a su estado de reposo rápidamente (para una viga en cantiliver en el rango elástico de deformación la constante elástica es $3EI/L^3$).

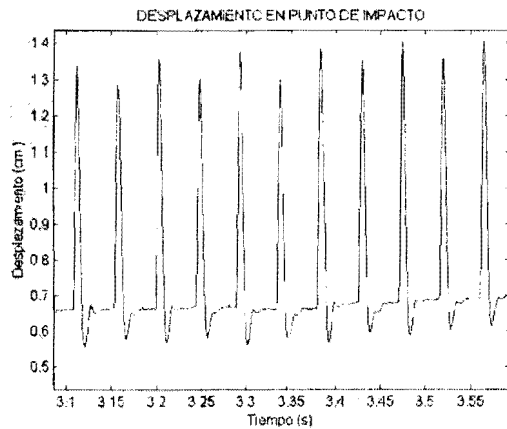


Figura 7. Desplazamiento en el punto de impacto.

Las Figuras 8 y 9 muestran la velocidad y aceleración en el punto de impacto respectivamente, obtenidas mediante un algoritmo de derivación desarrollado en Matlab®. Obsérvese como la velocidad de la rama es casi cero antes de recibir un nuevo impacto, confirmando esto la recuperación de la

rama antes de la nueva perturbación. La señal para la aceleración presenta valores elevados en la magnitud del parámetro (> 180 g "gravidades"), estos valores altos de las aceleraciones son típicos del fenómeno de impacto, en el cual se aplican grandes fuerzas en tiempos muy cortos. La diferencia que

se presenta entre los valores pico o máximos se debe a que el mecanismo no impacta la rama siempre en la misma posición de su trayectoria con respecto a la posición de su eje neutro o a su equilibrio inicial, lo que indica que el dedo impacta a distintas velocidades y

aceleraciones (diferente cantidad de movimiento y fuerzas de impacto)

La respuesta en el extremo de la rama tiende a ser oscilatoria, sin embargo dicha oscilación se ve interrumpida por el impacto.

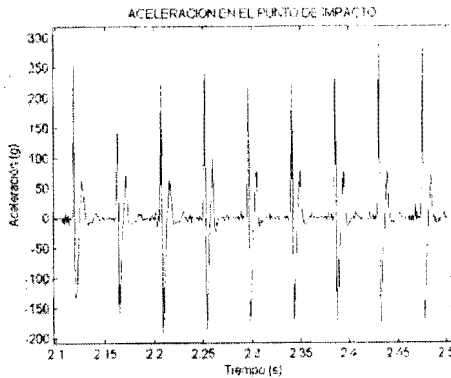


Figura 8. Velocidad en el punto de impacto.

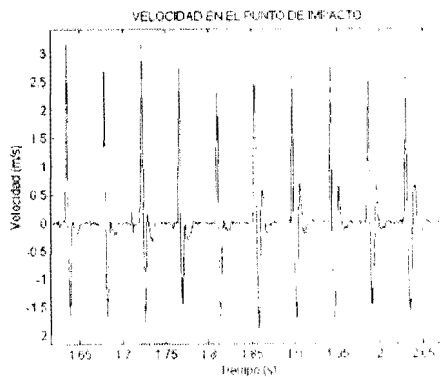


Figura 9. Aceleración en el punto de impacto.

La Figura 10 muestra la aceleración obtenida en el extremo de la rama (medida con un acelerómetro). La señal en el dominio del tiempo muestra que las aceleraciones generadas en el extremo de la rama no superan las 60 g (gravidades). En comparación con el punto de impacto se nota un decrecimiento en la magnitud de la aceleración aproximadamente del orden de tres veces la inicial, esto podría ser

atribuido a la disipación de energía que se presenta en la rama, debido a que ésta se comporta como un elemento continuo con características visco-elásticas, así como a los cambios de sección o reducciones de diámetro (presencia de nudos), cambios en la magnitud de las propiedades estructurales del material a lo largo de esta y a la forma colgante que presenta.

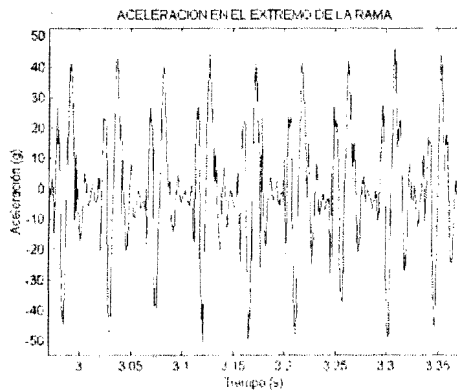


Figura 10. Aceleración en el extremo de la rama.

En las Figura 11 y 12 se muestran la velocidad y el desplazamiento en el extremo de la rama respectivamente, obtenidos mediante un algoritmo de integración desarrollado en Matlab (Para la velocidad se observa claramente como la rama tiende a oscilar, pero es interrumpida por la aplicación del im-

pacto, notándose una pérdida en la energía cinética con respecto al punto de excitación. La función desplazamiento muestra la baja magnitud de la oscilación en el extremo de la rama, lo que confirma la alta disipación de energía que se presenta.

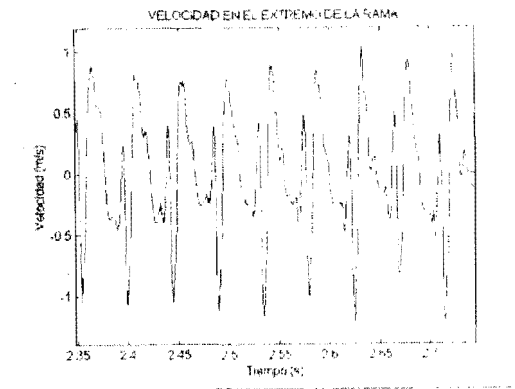


Figura 11. Velocidad en el extremo de la rama.

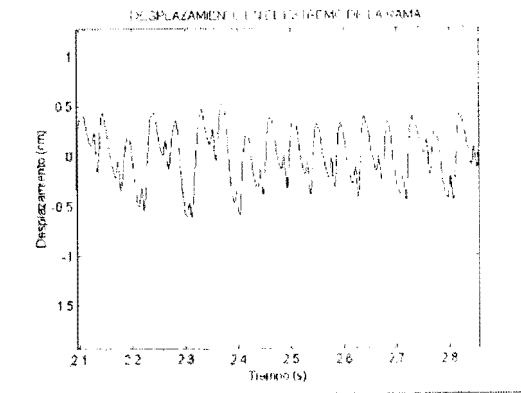


Figura 12. Desplazamiento en el extremo de la rama.

Con los datos obtenidos en el tiempo, para las aceleraciones en el punto de impacto y en el extremo de la rama, se realizó un análisis de magnitud en el dominio de la frecuencia, por medio de la transformada rápida de Fourier (FFT) en el programa Matlab[®].

Las Figuras 13 y 14 muestran la FFT para la aceleración en el punto de impacto y en el extremo de la rama respectivamente.

Se observa que para ambos puntos el espectro coincide, mostrando una componente fundamental de frecuencia

presente en los datos de aceleración obtenidos similar a la frecuencia de excitación del equipo, con iguales aportes a las magnitudes de aceleración para el punto de impacto y el extremo de la rama respectivamente (para la FFT de la velocidad y desplazamiento ocurre lo mismo). Este análisis indica que las frecuencias de vibración generadas por el equipo, se transmiten eficientemente a lo largo de la rama. El espectro tam-

bién presenta 21 frecuencias (armónicos) que corresponden a valores múltiplos de la frecuencia fundamental, los cuales no difieren mucho en su contribución a la magnitud de aceleración para el punto donde se impacta y el extremo de la rama. El número de armónicos que se presentan en el espectro varía dependiendo del periodo de excitación (T) y es debido a:

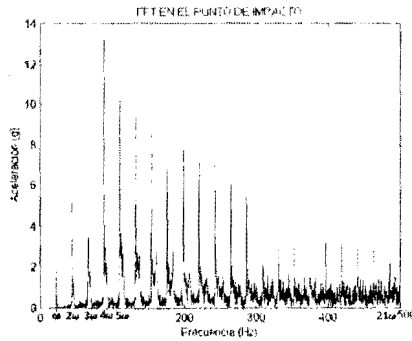


Figura 13. FFT para la aceleración en el punto de impacto.

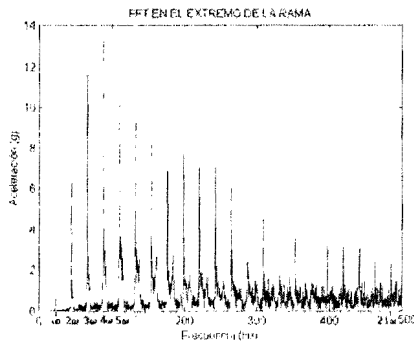


Figura 14. FFT para la aceleración en el extremo de rama.

(1) la amplitud del espaciamiento del espectro crece proporcional a $1/T$, y (2) el espaciamiento de las líneas (armónicos) crece como $2/T$. A medida que T decrece, el espacio entre componentes ($\Delta\omega = 2\pi/T$) se hace mayor y hay menos componentes en un rango determinado de frecuencias.

La explicación teórica del espectro obtenido es la razón matemática por la cual la FFT (espectro) para excitaciones tipo impulso es un espectro de línea con componentes situadas en múltiplos de la frecuencia básica de repetición T (frecuencia fundamental del choque), donde la transformada de Fourier del

impulso unitario ($\delta(t)$), es:

$$f\{\delta(t)\} = \int_{-\infty}^{\infty} \delta(t) * e^{j\omega t} dt = e^{j0} = 1,$$

si el impulso está desplazado en el tiempo,

$$f\{\delta(t - t_0)\} = \int_{-\infty}^{\infty} \delta(t - t_0) * e^{j\omega t} dt$$

Gráficamente esto es (Figura 15):

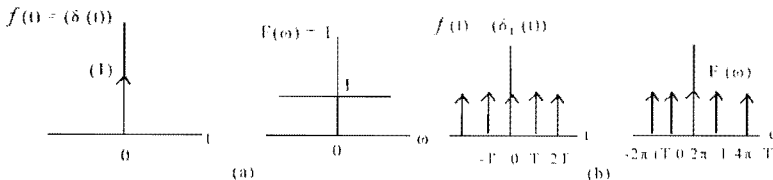


Figura 15. FFT para: (a) Impulso unitario, (b) Impulso repetido en el tiempo.

También se observa como la forma de la envolvente del espectro tiende a ser sinusoidal; vale la pena recordar que la forma o envolvente del espectro depende solo de la forma del pulso y no del periodo de repetición T . Así como el espaciamiento de frecuencias de la envolvente del espectro es inversamente proporcional a la amplitud del pulso (Stremler, 1989).

Desde el punto de vista de la respuesta dinámica de un sistema, la FFT sirve para identificar la frecuencia dominante de la respuesta o la excitación y el peso de otras frecuencias, por lo tanto una posible explicación física al espectro de Fourier obtenido es el fenómeno de superposición de ondas, en el cual la respuesta máxima de la estructura se puede explicar en términos

de varias componentes sinusoidales con amplitudes características; estas componentes sinusoidales se estarían generando por la forma como viaja la onda (longitudinalmente a través de la rama), reflejándose de un extremo a otro de la rama varias veces antes de que se disipe o se excite nuevamente; otro factor que puede contribuir a la superposición es la respuesta libre de la rama entre la aplicación de cada impacto, en la cual intervienen algunas frecuencias naturales de esta.

Para nuestro caso (Impacto) el análisis espectral no es válido como elemento de análisis para obtener las características de transmisión de la onda a través de la rama, aplicando el concepto de aceleración eficaz (definida como la razón de aceleraciones eficaces salidas en la rama y entrada en el punto de impacto

$$\frac{A_e}{A_i} \quad (4)), \text{ ya que según el espectro}$$

de Fourier, la eficacia sería cercana a 1 para cualquiera de las frecuencias mostradas por este, y esto no es así, pues comparando las señales de entrada y salida en el tiempo, se observa un alto decremento en la magnitud de la señal de salida (reducción en la transmisión de la perturbación generada por el impacto), lo que indica que la relación de aceleraciones eficaces es mucho menor que la unidad.

Cuando se varían las condiciones de excitación (punto, frecuencia y fuerza de impacto), para los puntos de análisis (punto de impacto y extremo de la rama)

los resultados obtenidos presentan un comportamiento similar (se conserva el régimen de vibración transitorio), la respuesta de la rama sólo varía en la magnitud de los parámetros (desplazamiento, velocidad y aceleración), esto se debe a que la respuesta dinámica de la estructura depende de la magnitud de sus propiedades (masa, longitud, constante de elasticidad, coeficiente de amortiguamiento y distribución espacial de los frutos).

Para aumentar la eficiencia de transmisión de la vibración a lo largo de la rama, a partir de observaciones anteriores, se optó por impactar en un punto en el cual la rama posea menor rigidez estructural y oponga menor resistencia a ser deformada, así como restringir el movimiento en su extremo libre, para disminuir el amortiguamiento generado por su oscilación y obtener una estructura de mayor rectitud eliminando el problema de la forma colgante (Figura 16).

En términos generales se observa un aumento en la eficiencia de transmisión de la vibración y un desprendimiento más efectivo de los frutos a lo largo de la rama cuando se impacta en un punto medio de ésta y se restringe el movimiento en su extremo libre.

Cuando se restringe el movimiento de la rama en su extremo, se presenta una diferencia entre los promedios de aceleración obtenidos para esta prueba con respecto a las realizadas con oscilación libre en el extremo de la rama, dicha diferencia radica en la

energía empleada para generar un cambio en el régimen de movimiento que la rama tiene antes del impacto, pues cuando se restringe el movimiento de la rama, ésta posee una mayor cantidad de movimiento ($m \cdot v$) antes de ser impactada nuevamente (la rama no se recupera totalmente de la perturbación), en comparación con las otras pruebas, en las cuales la velocidad en el momento

del impacto es muy cercana a cero. Adicionalmente al restringir el movimiento de la rama, probablemente se obliga a que las ondas generadas por la excitación se reflejen a una mayor velocidad y con mayor energía, lo que se ve representado en una disminución de la fuerza de impacto necesaria para generar un desprendimiento más efectivo de frutos.

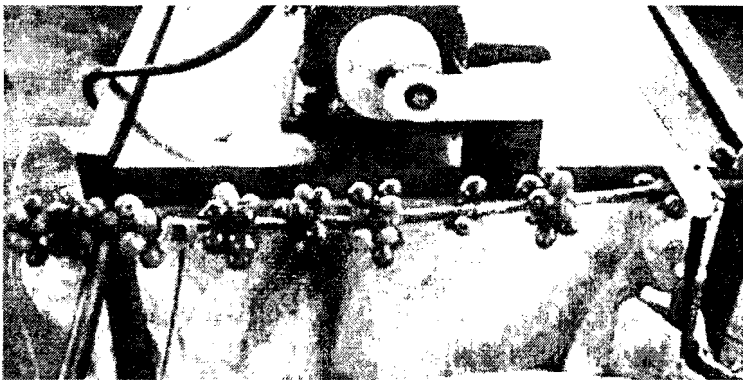


Figura 16. Restricción del movimiento libre de la rama.

Movimiento de los frutos. Se observó que el desprendimiento del fruto maduro se debe principalmente a la presencia del momento flector originado en el punto de unión del fruto con el pedúnculo (mostrando los frutos maduros desgarramiento de la cáscara), para los frutos verdes no existe evidencia sobre el tipo de fuerza que actúa, por lo que muy probablemente el desprendimiento se deba a la intervención simultánea de esfuerzos de flexión, tracción, torsión, y a la fatiga del pedúnculo originada por el régimen

de vibración transitorio. En la Figura 17 se muestra la forma como oscilan los frutos, al ser sometidos a impactos. Estas formas de oscilación (pendular y basculante) son generadas por la forma como viajan las ondas a través de la rama (longitudinalmente).

Adicionalmente se estudió el desprendimiento de los frutos con respecto al tiempo, encontrándose que el mayor porcentaje de desprendimiento de frutos ocurre en los primeros segundos de aplicación de la excitación Figura 18

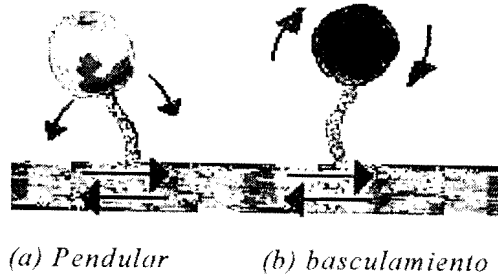


Figura 17. Modos de oscilación con los que responde el fruto al aplicar impacto.

lo que muy probablemente se debe a que en la unión fruto pedúnculo se generan sobreesfuerzos debidos a las fuerzas inerciales generadas por la aplicación de un régimen de vibración transitorio. Así mismo se observa, comparativamente, como para los tratamientos en los cuales se restringe el movimiento de la rama en su extremo libre el desprendimiento de

frutos ocurre de una forma más uniforme o distribuida con respecto al tiempo, siendo esto un aspecto positivo para el control de la aplicación, pues se observó que ante la aplicación de la excitación inicialmente se presenta un desprendimiento de los frutos maduros y luego de los verdes, ocurriendo esto en tiempos de aplicación muy cortos (< 6s).

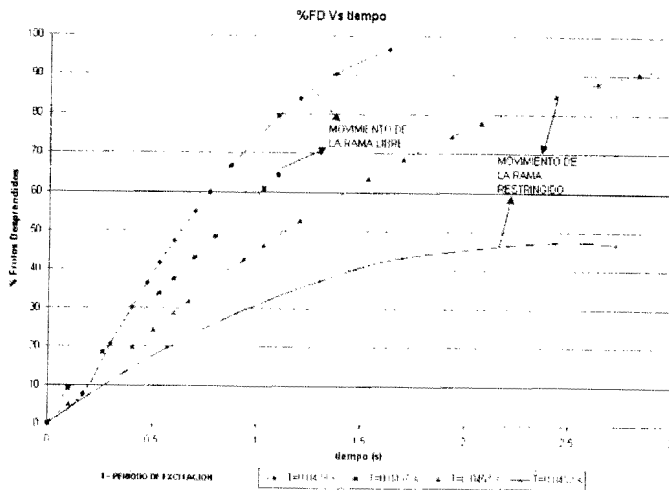


Figura 18. Desprendimiento de frutos con respecto al tiempo.

Análisis estadístico. En la Tabla 1 se presenta el análisis descriptivo realizado para cada una de las variables estudiadas durante las observaciones las cuales se distribuyeron en 12 tratamientos (con 10 repeticiones por tratamiento, "10 ramas"), siendo sometidos a la aplicación de impacto durante el mismo tiempo (6 s).

De la Tabla 1 se observa que para la variable Tiempo óptimo de operación recomendado, los valores están por debajo de los cuantificados en cosecha manual (6,3 s por rama), sin embargo estos valores presentan coeficientes de variación altos, lo que se explica por la forma o distribución espacial de los frutos en la rama (aglomeración), no permitiendo una respuesta de oscilación más libre del fruto. También se muestra como para un mismo punto de aplicación de la perturbación, el tiempo necesario para ocasionar el desprendimiento decrece a medida que se aumenta la frecuencia de aplicación del impacto.

Es de esperar que con estos tiempos óptimos de operación recomendados disminuyan los porcentajes de desprendimiento de frutos para ambos estados de madurez, siendo mayor para el estado verde.

A pesar que cuando se impacta en un solo punto la rama cerca a su unión con el tronco sin restringir el movimiento, se genera daño mecánico, desde el punto de

vista selectividad de la cosecha en algunos casos se obtienen mejores resultados, por lo cual no se deben descartar totalmente estas observaciones. Al contrario se deben buscar alternativas que conlleven a la disminución del daño en el área de contacto, tales como cambiar el tipo de material del dedo impactador o aumentar el área de impacto.

La selección de las observaciones que presentaron un mejor comportamiento en la transmisión de la vibración se realizó utilizando los parámetros porcentaje de desprendimiento y daño mecánico; basados en estos criterios se eligieron los tratamientos 7 a 10 (presentaron mayores porcentajes de desprendimiento y no ocasionaron daño mecánico sobre la estructura), para compararlos entre sí, evaluando el efecto de los tratamientos mediante un análisis de varianza de una vía y comparar los promedios mediante una prueba de Duncan al 5 %.

Para las variables MI y PMD el análisis de varianza mostró efecto positivo entre los tratamientos, lo cual indica que hay diferencias significativas entre tratamientos a un nivel del 5%. Para la variable PVmc el análisis de varianza no mostró efecto entre los tratamientos.

En la Tabla 2 se observa la prueba de Duncan a un nivel del 5%, realizada para las variables MI, PMD, PVmc.

Tabla 1. Análisis descriptivo para las observaciones realizadas en la medición del efecto del impacto mecánico aplicado a la rama de café.

TRAT	VEL. MAN. (RPM)	F.I. (N)	P.A. (cm)	TOTAL FRUTOS	C.V. (%)	T.O (s)	TIEMPO DE VIBRACIÓN: 6 SEGUNDOS										C.V. (%)	PVMc (%)	C.V. (%)	DAÑO
							P.MI (%)	C.V. (%)	P.VI (%)	C.V. (%)	P.MD (%)	C.V. (%)	P.VD (%)	C.V. (%)	P.VMc (%)	C.V. (%)				
1	1334.85	42.25	10	72.4	31.04	1.583	43.326	58.509	22.181	41.491	31.278	39.665	90.271	23.529	78.637	34.189	89.413	SI		
2	1347	43.4	10	73.9	25.29	1.037	15.450	60.090	26.966	39.91	40.646	48.669	57.828	19.707	102.715	20.640	68.123	SI		
3	1369.2	44.55	10	54.4	16.03	1.254	23.510	65.075	19.616	34.925	36.550	62.670	35.454	28.166	79.464	17.155	64.579	SI		
4*	1319.65	40.8	25*	79.7	26.19	1.507	43.433	54.747	31	45.253	37.504	42.519	38.865	26.121	72.341	30.042	45.655	NO		
5	1368.3	45.4	13	49.2	23.87	3.343	57.862	71.079	12.412	28.921	30.505	68.824	28.927	38.728	45.447	18.290	51.851	SI		
6	1374.4	46	13	43.6	19.82	1.132	26.971	62.942	11.101	37.058	18.855	85.460	23.434	58.862	40.937	28.607	46.033	SI		
7**	1313.57	40.2	15	63	30.89	5.301	22.018	70.733	15.361	29.267	37.124	70.908	37.174	44.471	54.677	19.307	34.292	NO		
8**	1313.57	40.2	20	81.3	33.28	2.936	62.849	70.117	15.364	29.883	36.683	88.135	12.952	58.763	43.013	22.160	54.867	NO		
9**	1289.26	37.93	20	57.9	36.2	2.876	28.770	63.433	20.309	36.567	35.230	87.532	94.24	48.863	59.833	21.584	34.131	NO		
10**	1328.77	41.7	15	42.2	24.55	1.765	67.224	62.680	18.371	37.320	30.854	90.523	13.883	63.547	37.441	28.061	33.619	NO		
11**	1343.96	43.11	15	52.6	22.28	2.882	55.488	61.234	21.514	38.766	33.983	87.410	13.974	58.082	57.503	27.452	46.675	NO		
12**	1374.36	46	10	58.7	13.86	4.374	29.346	61.522	18.938	38.478	30.280	89.094	7.552	42.677	61.360	21.822	43.703	SI		

* Se impactó la rama por debajo

** Se restringe el movimiento de la rama en su extremo libre a una distancia del punto de aplicación de 20 cm y obstruyéndola en su posición de equilibrio.

Donde: VEL.MAN.: Velocidad de la manivela (R.P.M.) FI: Fuerza de impacto (N)
P.A.: Punto de aplicación, tomado a partir del punto de inserción de la rama T.O.: Tiempo óptimo recomendado de aplicación del impacto (s) con el tronco (cm)
P.MI: Proporción de frutos maduros iniciales (MI / (MI+VI)*100) P.VI: Proporción de frutos verdes iniciales (VI / (VI+V)*100)
P.MD: Proporción de frutos maduros (desprendidos) (Mc/MI 100) P.DV: Proporción de frutos verdes desprendidos (Vc/Vi100)
P.VMc: Proporción de frutos verdes en la masa cosechada (Vc/(Mc+Vc)+100).

Tabla 2. Prueba de Duncan a un nivel del 5% para las variables MI, PMD, PVmc.

Tratamiento	MI		PMD		PVmc	
	\bar{x}	CV	\bar{x}	CV	\bar{x}	CV
7	45,5 ab*	41,19	70,91 b	37,17	19,31 a	34,29
8	56,7 a	35,86	88,14 a	12,95	22,16 a	54,87
9	35,8 bc	33,18	87,53 a	9,42	21,58 a	34,13
10	26,6 c	36,46	90,52 a	13,883	28,06 a	33,619

*En una columna promedios con igual letra no presentan diferencia estadística según prueba de Duncan a un nivel del 5%.

Los resultados indican que para la variable PMD, el tratamiento 7 (FI = 40,2 N y P.A. = 15 cm) es el único que difiere estadísticamente de los demás; este resultado se explica desde el punto de vista físico ya que se está impactando en una zona que presenta resistencia media a ser deformada ($K = 135,902$ N/m), luego para obtener la misma eficiencia en el desprendimiento de frutos y eficacia en la transmisión de la vibración se debe impactar con más fuerza.

El mayor valor de PMD se obtuvo en el tratamiento 10 (FI = 41,7 N y P.A. = 15 cm) a pesar de ser el tratamiento que menor cantidad de MI poseía. Como se había mencionado anteriormente, desde el punto de vista físico al impactar en un mismo punto con mayor fuerza o frecuencia, se obtiene una eficiencia en la transmisión de la vibración mayor, lo que se ve reflejado en un desprendimiento de frutos más eficaz en un menor tiempo de operación.

Para la variable PVmc no existe diferencia estadística entre los tratamientos, este resultado se debe básicamente a que el tiempo de operación es alto (6 s).

Estos resultados indican que al impactar la rama (para los cuatro tratamientos comparados), se obtiene un muy buen valor en la variable PMD, sin embargo también se obtienen valores altos de PVD (Tabla 1), lo que se debe a que se trabajan tiempos de aplicación altos comparados con los óptimos encontrados. Es de esperar que al aplicar los tiempos óptimos se disminuya la proporción de frutos verdes desprendidos en mayor tasa, comparada con la de PMD.

Mecanismo propuesto. Una de las posibles aplicaciones de este estudio en cuanto a fabricación de equipos la constituye el desarrollo de tecnología portátil, pues como se mostró a lo largo de la investigación, lo fundamental en el principio de impacto mecánico es la cantidad de movimiento que se genera

en la colisión y dado que se conocen las condiciones de operación, el mecanismo biela -manivela puede ser adaptado a herramientas portátiles de uso común

tales como Taladros o Motortool los cuales utilizan como fuente de potencia baterías (inalámbricos) ó accionamiento neumático (Figura 19).

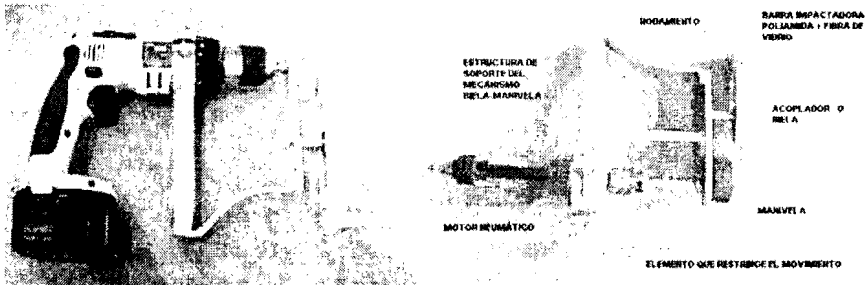


Figura 19. Prototipo de cosechador portátil construido utilizando herramientas disponibles (Taladro accionado por batería, Motor de accionamiento neumático).

Con los resultados de este trabajo se puede concluir que la aplicación de impacto como fuente para generar vibración en las ramas, se constituye en una buena alternativa para obviar las limitaciones observadas en vibraciones aplicadas al tallo, en cuanto a eficiencia de transmisión de la vibración hasta los frutos, alcanzando un desprendimiento del 90 % de los frutos maduros presentes en la rama. El elevado valor de frutos verdes desprendidos obtenido se puede atribuir a los altos tiempos de excitación evaluados (6 s), durante los cuales probablemente se generan sobre la unión fruto pedúnculo sobreesfuerzos debido a los ciclos generados por la aplicación de transcientes de vibración.

Los tiempos óptimos de operación recomendados para los diferentes tratamientos de impacto a las ramas se convierten en un factor importante para alcanzar la selectividad, dado que el desprendimiento de la mayor cantidad de frutos se presenta en los primeros segundos de aplicación del impacto.

AGRADECIMIENTOS

Los autores expresan sus agradecimientos al Investigador. Gonzalo Roa y al Ingeniero Iván Aristizábal, asesores de este trabajo. A los Ingenieros Electrónicos Jhon Arvey Henao, Andrés Felipe Salazar y al Ingeniero mecánico Carloman Arcila, por sus aportes técnicos.

BIBLIOGRAFÍA

AVALLONE. E. A.; BAUMEISTER, Theodore. Manual del Ingeniero Mecánico de Marks. México: McGraw-Hill, 1995. p.5-44 - 5-50.

BEER. F. y OHNSTON Junior, R. Mecánica de materiales. México: McGraw-Hill, 1989. p. 492 ? 497.

CALERO. R. y CARTA. J. A. Fundamentos de mecanismos y máquinas para ingenieros. Madrid: McGraw-Hill, 1999. 615 p.

GIL R., J. y GRACIA L., C. Estudio de la eficiencia de transmisión de vibraciones en la estructura de los olivos. *En: Anales del Instituto Nacional de Investigaciones Agrarias, Separata No. 5 (1979); p. 95-117.*

HARRIS C. M. Shock and vibration Handbook. New York: McGraw - Hill, 1996. p. 1-1, 44-66.

MABIE. H. H. Mecanismos y dinámica de maquinaria. 2 ed. México: Limusa, 1996. p. 274-524.

MOHSENIN. N. N. Physical properties of plant and animal materials. New York: Gordon and Breach Science, 1986. 890 p.

NORTON. R. L. Diseño de maquinaria. México: McGraw - Hill, 1998. 794 p.

OLIVEROS T. C. E. Informe anual de actividades 1996. *En: CENTRO NACIONAL DE INVESTIGACIONES DE CAFÉ. Informe anual de actividades de la Disciplina de Ingeniería Agrícola 1997-1998. Chinchiná, Caldas: CENICAFÉ, 1998.*

_____. Informe anual de actividades 1996. *En: CENTRO NACIONAL DE INVESTIGACIONES DE CAFÉ. Informe anual de actividades de la Disciplina de Ingeniería Agrícola 1996-1997. Chinchiná, Caldas: CENICAFÉ, 1997.*

SHIGLEY. J. y MISCHKE, C. Diseño en ingeniería mecánica. 5 ed. México: McGraw-Hill, 1990. 883 p.

_____. y VICKER. J. Teoría de máquinas y mecanismos. México: McGraw-Hill, 1992. 611p.

STREMLER. F. G. Sistemas de comunicación. Wisconsin, Madison: Alfaomega, 1989. P.79 - 144.

Aprobado para su publicación:
Febrero 15 de 2001