

DISPOSITIVO PARA LA COSECHA MECANIZADA DEL MANGO ATAULFO (*Mangifera indica*)

DEVICE FOR MECHANICAL HARVESTING OF ATAULFO MANGO (*Mangifera indica*)

Alberto Mauricio Santos-Hernández*; **Pedro Cruz-Meza;**
Eugenio Romantchik Kriuchkova; **Federico F. Hahn-Schlam**

Posgrado en Ingeniería Agrícola y Uso Integral del Agua, Universidad Autónoma Chapingo. Carretera México-Texcoco, km 38.5, Chapingo, Estado de México, C. P. 56230, MÉXICO. Correo-e: xicote1986@gmail.com.mx (*Autor para correspondencia)

RESUMEN

A pesar de que la cosecha del mango es una actividad rentable y una alternativa viable en México, su productividad está limitada al rendimiento de la mano de obra. Por ello, en el presente trabajo se diseñó y construyó un dispositivo para el vibrado de las ramas del mango. El mecanismo consta de un motor eléctrico de 1 HP con una frecuencia de rotación de 1,745 rev·min⁻¹, el cual mueve dos masas excéntricas con una amplitud de 32-19 mm. Para sujetar las ramas del árbol se utiliza un cilindro neumático de 50 mm de diámetro y 305 mm de carrera. La productividad teórica del equipo es de 96 rejas del fruto por día. Las dimensiones de la máquina en posición de transporte son: 4.5 x 1.8 x 2.0 m (largo x ancho x altura).

Palabras clave adicionales: Recolección, mecanización, vibración.

ABSTRACT

Although growing mango is a profitable and viable activity in Mexico, its production is limited by the performance of the labor force. Therefore, in the present work a device to vibrate mango branches was designed and built. The mechanism consists of a 1 HP electric motor with a rotation frequency of 1,745 rev·min⁻¹, which moves two eccentric masses with a range of 32 to 19 mm. To attach to the tree branches, a pneumatic cylinder 50 mm diameter x 305 mm career is used. The theoretical production of the equipment is 96 boxes of picked fruit per day. The dimensions of the machine in carrying position are: 4.5 x 1.8 x 2.0 m (length x width x height).

Additional keywords: Harvest, mechanization, vibration.

INTRODUCCIÓN

En virtud de su importancia comercial, tanto para la industria como para el hogar, el mango Ataulfo (*Mangifera indica*) figura entre los productos agrícolas mejor posicionados a nivel nacional y en otras regiones del mundo como Asia, Europa y Estados Unidos. Su importancia radica en su valor nutricional, pues contiene calorías, humedad, proteínas, grasas, fibras, hidratos de carbono, calcio, fósforo, hierro, vitamina A, tiamina y riboflavina (Sosa, 2008).

Dentro de las labores agrícolas mecanizadas que requiere este cultivo, la mayor fuerza de trabajo está destinada a las labores de cosecha, poda y control de malas hierbas y fitosanitario. En

general la poda y cosecha de los frutos del mango se realizan en forma manual, con diferentes medios de trabajo, tales como escaleras de aluminio, serruchos y machetes en la poda, mientras que para la cosecha se utilizan canastas con mangos para que se sujeten en el árbol. Estas labores se dificultan por la excesiva altura que alcanzan los árboles, que pueden ir de 5 a 20 metros.

Las labores de cosecha, cuando se realizan manualmente, demandan del 40 al 50 % del total de horas-hombre requeridas para llevar a cabo todas las labores del cultivo (Bouza *et al.*, 2007).

A nivel internacional se han hecho varios trabajos de investigación en cuanto a la mecanización de la cosecha de

frutales y desarrollo de prototipos para desprender frutas por vibración (Castillo *et al.*, 1994), ya sea a través de la aplicación de vibraciones horizontales a las ramas principales o vibraciones verticales al follaje o a las ramas.

En México, en cambio, no se han efectuado trabajos de investigación sobre cosecha mecanizada de frutales.

El presente trabajo tuvo como objetivo principal diseñar un dispositivo para cosechar mango mediante vibraciones mecánicas, así como evaluar los parámetros de vibración para construirlo.

MATERIALES Y MÉTODOS

En este apartado se muestra la forma en que se obtuvieron algunos parámetros del diseño del mecanismo, tales como: la determinación de la productividad, el rendimiento de cosecha de la máquina, las propiedades físico-mecánicas del fruto, la descripción de los componentes de la máquina y el cálculo del sistema de cosecha a utilizar. Por último, se presenta lo relacionado con la construcción del prototipo.

Determinación de la productividad requerida

Estudio de tiempos y movimientos

Se determinó el tiempo de ciclo de cosecha de un árbol mediante:

$$T_c = T_{elev} + [(T_{rama})n + T_{crr}(n - 1)]m + (T_{desp})m + T_{desc} + T_{desp} \quad [1]$$

Donde:

T_c : Tiempo de ciclo, min

T_{elev} : Tiempo de elevación de la pluma a la rama del árbol, min

T_{rama} : Tiempo de la cosecha de una rama, min

n : Cantidad de ramas cosechadas en una posición

T_{crr} : Tiempo de cambio de la posición de rama a rama, min

m : Cantidad de posiciones alrededor de un árbol

T_{desp} : Tiempo de cambio de la posición alrededor de un árbol, min

T_{desc} : Tiempo de descenso de la pluma para cambiar a otro árbol

T_{desp} : Tiempo de desplazamiento de la máquina a otro árbol, min

La velocidad de desplazamiento de la máquina es:

$$T_{desp} = \frac{L}{v_{desp}} \quad [2]$$

Donde:

L : Distancia entre árboles, m

v_{desp} : Velocidad de desplazamiento, m/min

Rendimiento de la máquina

Para el cálculo del rendimiento de la máquina se ocupó:

$$R = 60 \frac{Q}{T_c} \quad [3]$$

Donde:

R : Rendimiento de la máquina, kg/h

Q : Masa de fruto cosechado, kg

Propiedades físico-mecánicas del mango Ataulfo (*Mangifera indica*)

En todo tipo de trabajo en el área de la mecanización y manipulación de los productos agrícolas, se requiere del conocimiento de las propiedades físico-mecánicas de dicho producto.

En este caso, las mediciones se realizaron de manera convencional con ayuda de la máquina universal de ensayos mecánicos Instron 3382, con capacidad de 100 kN.

Las principales propiedades objeto de estudio fueron:

Dimensiones fruto-pedúnculo del mango

Propiedades inerciales del fruto (masa, momento de inercia)

Propiedades elásticas del pedúnculo (módulo de Young, módulo cortante, coeficiente de Poisson).

Se ocuparon 42 muestras de mango Ataulfo (*Mangifera indica*), cultivado en Tuxtla Gutiérrez, Chiapas, y se midieron las características dimensionales de los frutos y pedúnculos.

Las características dimensionales de los frutos se determinaron al utilizar instrumentos de medición convencionales. La longitud y diámetro de los pedúnculos se midieron con un vernier con precisión de 0.1 mm. La masa frutal se calculó para grupos de 42 frutos, pesándolos en una báscula de 0.005 kg de precisión.

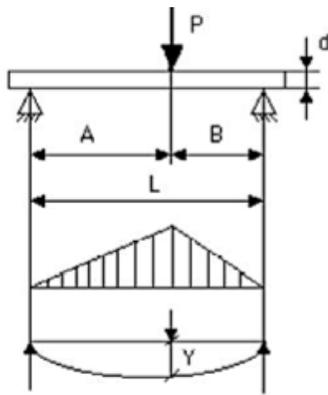


Figura 1. Aplicación de la carga para determinar el módulo de Young.

El módulo de Young se obtuvo de los datos de la prueba, mediante [4] (Figura 1):

$$E = \frac{PL^3}{3YI} (1 - k) \left(\frac{2K}{3} - \frac{k^2}{3} \right)^{\frac{3}{2}} \quad [4]$$

Donde:

E : Módulo de Young, Nm^{-2}

P : Carga aplicada, N

L : Longitud entre los apoyos, m

Y : Deformación producida, m

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad [5]$$

Donde:

I : Momento de segundo orden de la sección del pedúnculo, m^4

$$k = \frac{A}{L} \quad [6]$$

Los pedúnculos fueron sometidos a una carga determinada, midiéndose así la deformación correspondiente en su diámetro (Figura 2). Los pedúnculos se midieron con el vernier de 0.1 mm de precisión.

El coeficiente de Poisson se determinó de manera similar al módulo de Young; se utilizaron los datos de la prueba realizada en la máquina universal Instron; las cargas aplicadas fueron traccionales en dirección longitudinal al pedúnculo del fruto, midiéndose las deformaciones longitudinales y transversales del mismo (Figura 3).

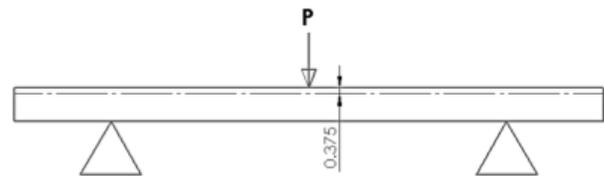


Figura 2. Colocación de los pedúnculos para determinar el módulo de Young.

Con los datos obtenidos, se determinó el coeficiente de Poisson (μ) mediante la expresión:

$$\mu = -\frac{\varepsilon_y}{\varepsilon_x} = -\frac{\frac{\Delta Y}{Y}}{\frac{\Delta X}{X}} \quad [7]$$

Donde:

$\varepsilon_x, \varepsilon_y$: Deformaciones longitudinales los ejes x, y , respecto a la dirección de tracción.

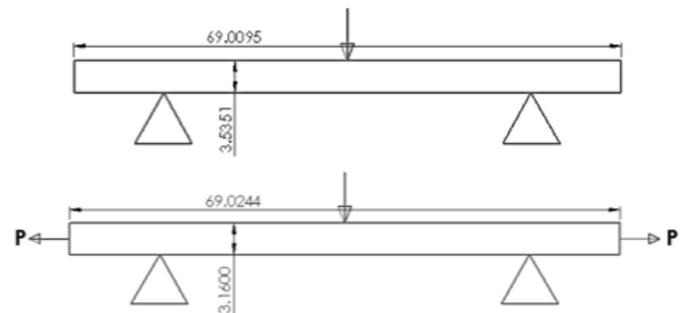


Figura 3. Colocación de los pedúnculos para determinar el coeficiente de Poisson.

Una vez conocidos el módulo de Young y el coeficiente de Poisson, se determinó el módulo cortante (G, Nm^{-2}) con la expresión siguiente:

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)} \quad [8]$$

Sistemas componentes de la máquina

Con base en el diseño conceptual de la máquina se efectuó el diseño a detalle de la misma. Los sistemas obtenidos fueron: de sujeción, de vibrado, de izaje, de accionamiento y transporte.

Cálculo del sistema de vibrado de la máquina

Los vibradores inerciales han demostrado ser un medio sencillo y fiable de la vibración forzada a los árboles. El propósito de transmitir la energía de vibración a la estructura de la planta

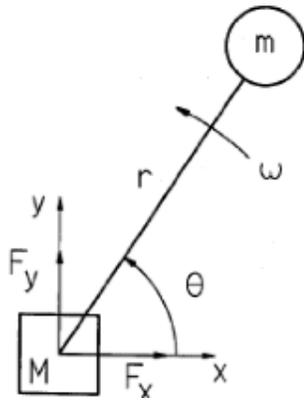


Figura 4. Vibrador inercial de masa rotatoria simple.

es causar el desprendimiento de los frutos. Se utilizó un vibrador con una masa en movimiento (orbital).

En la Figura 4 se muestra un vibrador simple con una masa en movimiento (m). Se asume que el eje de rotación $(0,0)$ se fija en el espacio, y que la masa inercial del vibrador (m) gira con velocidad angular constante (w) en sentido antihorario. El ángulo de rotación es igual al producto del tiempo (t) y w . En cualquier tiempo (t) el centro de masa (m) está situado en el punto (x, y) (Ortiz-Cañavate y Hernanz, 1989):

$$x = r \cos(\omega t) \quad [9]$$

$$y = r \sin(\omega t) \quad [10]$$

Donde:

x, y : Desplazamientos, m

r : Radio, m

t : Tiempo, s

w : Frecuencia angular, rad/s

La fuerza centrífuga (F) creada por el movimiento circular de la masa " m " alrededor de $(0,0)$ puede ser resistida por los dos componentes de la fuerza:

$$F_x = m \frac{d^2 x}{dt^2} = -m\omega^2 r \cos(\omega t) \quad [11]$$

y

$$F_y = m \frac{d^2 y}{dt^2} = -m\omega^2 r \sin(\omega t) \quad [12]$$

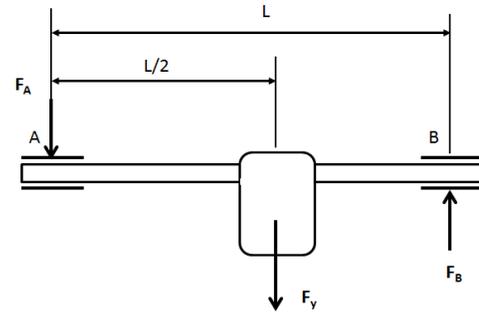


Figura 5. Diagrama de cuerpo libre del mecanismo de vibrado.

Debido a la disposición de las dos levas en el árbol del vibrador se tiene:

$$F_y = -2mr\omega^2 \sin(\omega t) \quad [13]$$

El paro del momento se calcula al determinarse las reacciones en los apoyos de los rodamientos (Figura 5), y posteriormente se determina la fuerza de fricción en éstos.

$$F_A = F_B = \frac{F_y}{2} \quad [14]$$

La fuerza de fricción en los apoyos es:

$$F_r = 2\mu F_B \quad [15]$$

Donde:

μ . Coeficiente de fricción cinético acero con acero lubricado ($\mu=0.04$) (Castillo *et al.*, 1994), adim.

El momento torsor que debe vencer el mecanismo de vibrado es:

$$M = F_r R \quad [16]$$

Donde:

R . Radio del árbol motriz, m.

La velocidad angular de rotación (rad/s) se calcula así:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} \quad [17]$$

Donde:

n : Rotación del excéntrico, rev/min

Cuadro 1. Propiedades físico-mecánicas del sistema fruto-pedúnculo del mango variedad Ataulfo.

PROPIEDADES DIMENSIONALES	Media	Desviación Estándar	Error de la Media	Porcentaje
Diámetro del pedúnculo (D_p), mm	3.16	0.53	0.14	4.36
Longitud del pedúnculo (L_p), mm	69.01	29.99	7.81	11.32
Diámetro ecuatorial del fruto (D_e), mm	75.55	8.54	2.22	2.94
Diámetro polar del fruto (L), mm	118.12	13.41	3.49	2.96
PROPIEDADES INERCIALES				
Masa de los frutos (m_p), g	304.63	121.20	31.56	10.36
Densidad (γ), g/cm ³	1.07			
PROPIEDADES ELÁSTICAS				
Mód. elasticidad de los pedúnculos (E), N/m ²	2.1661E ⁺¹⁰	78806442102	20521197523	94.74
Coefficiente de Poisson (μ), adim	0.010846118	0.015505417	0.00403761	37.23
Módulo de cortante (G), N/m ²	1.0772E ⁺¹⁰	39295487226	10232544874	94.99

La potencia dinámica consumida por el motor es:

$$P = \frac{M\omega}{1000\eta\eta} \quad [18]$$

Donde:

P : Potencia del motor, kW

η : Eficiencia mecánica, adim

$$R = 60 \frac{800}{43.5} = 1103.45 \frac{kg}{h}$$

Propiedades físico-mecánicas del cultivo

En el estudio de las propiedades del mango se obtuvieron los siguientes resultados:

De las propiedades dimensionales, la longitud polar y el diámetro ecuatorial promedio de los frutos fue de 118.12 y 75.54 mm, respectivamente.

La longitud media de los pedúnculos fue de 69 mm; como este tamaño es relativamente largo, se supone una reducción en las frecuencias de vibración mediante este principio de cosecha.

La masa fue de 304.634 g. Los valores medios del módulo de Young y el coeficiente de Poisson para el pedúnculo del mango fueron de 2.16×10^{10} Nm² y $\mu=0.0108$ (Cuadro 1).

Sistemas componentes de la máquina

La máquina debe tener los siguientes sistemas, cuyas funciones se exponen a continuación de manera resumida (Figura 6).

Construcción del prototipo

Para construir el prototipo se utilizaron diferentes procesos de manufactura de corte, torneado, soldadura, etc. Primero se construyó la plataforma tipo remolque donde se acopla el mecanismo de elevación y giro. Los materiales utilizados fueron: PTR de 0.0762 x 0.0508 m., lámina anti-derrapante calibre 14, dos neumáticos P215/70R14.

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Para determinar la productividad requerida, se realizó el estudio de tiempos y movimientos del prototipo para así obtener los rendimientos del mismo. Además se obtuvieron las características físicas y mecánicas del mango. Finalmente se muestran, una vez construidos, los componentes del equipo y del sistema de corte por vibración con sus características principales.

Determinación de la productividad requerida

Estudio de tiempos y movimientos

El tiempo de ciclo para cosechar un árbol se calculó de acuerdo a la ecuación [1], y fue de 43.5 minutos.

Rendimiento de la máquina

Suponiendo que al cosechar un árbol se obtienen 800 kilogramos (Q), se calculó el rendimiento por hora de trabajo de acuerdo con la ecuación [3].

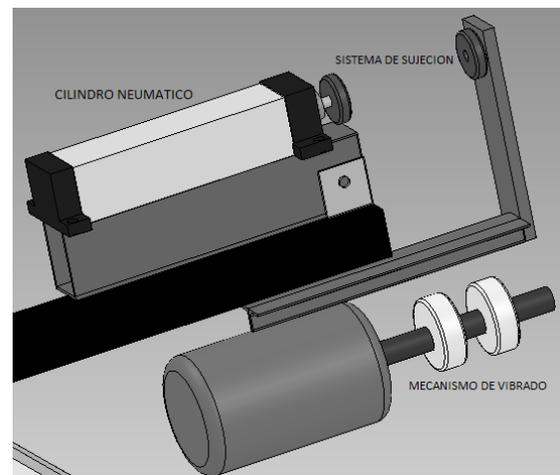


Figura 6. Sistemas de sujeción y vibrado del fruto.

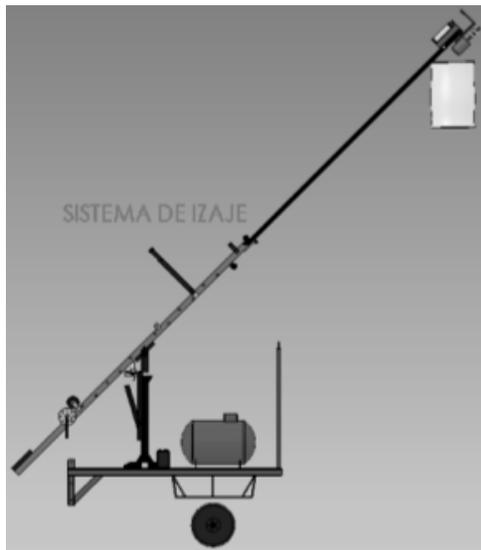


Figura 7. Sistema de izaje.

Sistema de sujeción. Mediante un cilindro neumático se sujetarán las ramas del árbol, para su posterior vibrado.

Sistema de vibrado. Su finalidad es separar el fruto de las ramas mediante la vibración de las mismas. Sus elementos principales son:

Un motor eléctrico que acciona al excéntrico.

Dos masas excéntricas de 50 mm de diámetro.

Sistema de izaje. Tiene como finalidad colocar el sistema de vibrado en la rama. Consta básicamente de una barra telescópica (Figura 7).

Sistema de accionamiento. Éste se encargará de darle movimiento a las partes que así lo requieran. Sus elementos principales serán un motor eléctrico, un reductor de velocidad, catarinas y cadenas (Figura 8).

Bastidor y sistema de transporte. Será el cuerpo sobre el cual se montaran todas las partes que componen la máquina y permitirá su traslado de un árbol a otro (Figura 9).



Figura 9. Bastidor y sistema de transporte.

Cálculo del sistema de vibrado de la máquina

Con una frecuencia de rotación de $1,745 \text{ rev}\cdot\text{min}^{-1}$ y una masa del excéntrico de 0.8 kg; los datos del vibrador para cosechar 25 kg de mango en 5 min fueron (Cuadro 2).

Cuadro 2. Parámetros del análisis dinámico del vibrador de mango

Velocidad angular $\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$ [17]	Torque Nm [16]	Frecuencia Hz [n-1]	Potencia kW [18]	Rendimiento $\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$
182.74	0.87	29.08	0.2	300

Construcción del prototipo

El equipo de vibrado se diseñó y construyó en los talleres y laboratorios del Departamento de Ingeniería Mecánica Agrícola



Figura 8. Sistema de accionamiento.

(DIMA), con los aportes del Postgrado en Ingeniería Agrícola y Uso Integral del Agua (IAUIA) de la Universidad Autónoma Chapingo (UACH).

El brazo tipo pluma (grúa) se construyó de PTR de 0.0508 x 0.0508m, al cual se soldó una cadena, con la finalidad de extender y contraer dicho mecanismo. La prolongación de la grúa será de 3.5 m, por lo que extendida ésta tendrá una longitud de 7 m. El ángulo de elevación de la pluma es accionado mediante un cilindro neumático de 76 mm de diámetro y 50 mm de carrera, mientras que el giro de la grúa será accionado manualmente por el operador.

Para la sujeción de la rama se construyó una tenaza, ocupando un cilindro neumático de 50 mm de diámetro y 305 mm de carrera, el cual se colocó en la parte superior de la pluma.

Para la construcción del mecanismo de vibrado se utilizaron dos chumaceras de 1 pulg de diámetro y dos excéntricas de 50 mm de diámetro por 51 mm de longitud, de acero 1,045 con una amplitud de 32 mm.

La altura de la estructura de la máquina en posición de transporte es de 2.0 m, 4.5 m de largo y 1.8 m de ancho. La capacidad es de 300 kg·h⁻¹ (96 rejas·día⁻¹) y el costo del equipo es de \$50,000.00.

CONCLUSIONES

Se diseñó un dispositivo para cosechar mango cuyo funcionamiento depende de vibraciones mecánicas; además se evaluaron los parámetros de vibración para efectuar el corte del fruto.

Con esta máquina se resuelve un problema real del mecanizado de la cosecha del mango, ya que en las regiones productoras de México esta actividad se realiza manualmente o con la ayuda de canastas de corte, con garrochas de otate o bambú de 3 m de longitud.

El prototipo debe someterse a pruebas de campo y laboratorio para garantizar su funcionamiento.

LITERATURA CITADA

- Bouza M., Y.; Martínez R., A.; Mederos L. D.; Pérez B., P. 2007. Determinación de Propiedades Físico-mecánicas de los frutos del Nim relacionadas con la Cosecha Mecanizada por Vibración. *Ciencias Técnicas Agropecuarias*, 16(3): 37-42.
- Castillo A., M. A.; Torres C., M.; Martínez R., A. 1994. Análisis dinámico y energético de un vibrador de follaje con mecanismo de cigüeñal. *Ciencias Técnicas Agropecuarias*, 4(2): 31-39.
- Ortiz-Cañavate J.; Hernanz, J. L. 1989. Técnica de la mecanización agraria. Tercera edición. Editorial Mundi Prensa. 473-485 p.
- Sosa D., M. 2008. El Cultivo de Mango en la República Dominicana. Centro para el Desarrollo Agropecuario y Forestal, CEDAF. República Dominicana. 20 pp.

