

# Diseño y desarrollo de una pinza vibradora para uso agrícola



Eliás López-Alba  
Rubén Dorado-Vicente  
Jose Vasco-Olmo  
Francisco Alberto Díaz-Garrido

Ingeniero Industrial  
Doctor por la Universidad de Castilla la Mancha  
Ingeniero Industrial  
Doctor por la Universidad de Sheffield

UNIVERSIDAD DE JAÉN. EPS. Dpto. de Ingeniería Mecánica y Minera. Campus Las Lagunillas.  
Edif. A3 - 23071 Jaén. Tfn: +34 953 212862. elalba@ujaen.es

Recibido: 01/03/2011 • Aceptado: 07/11/2011

DOI: <http://dx.doi.org/10.6036/4099>

## Design and development of a vibration clamp for agricultural purposes

### ABSTRACT

• In the last years, the olive industry had a substantial technological development as a result of employing mechanical devices during harvest of the olive fruits from olive plantations. This process is very important for the future of the olive oil industry since it increases the profitability of this business making it easier the land work. In this paper, the design process and stress analysis of an orbital clamp vibrator is presented. Results make it possible to identify the critical elements and therefore to study their durability. By employing inverse engineering techniques it is possible to optimize the original design.

• **Key words:** clamp, orbital, vibration, agriculture machine

### RESUMEN

En los últimos años, el sector del olivar se ha beneficiado de una mejora sustancial en el desarrollo tecnológico de la maquinaria empleada para la recogida mecánica de la aceituna. Este proceso ha sido y seguirá siendo vital para aumentar la rentabilidad de las producciones así como facilitar las tareas propias de esta actividad agrícola. En este trabajo se presenta el proceso de diseño y análisis dinámico y tensional de una pinza vibradora orbital para recolección de aceituna en plantación joven. Se presentan y analizan las condiciones cinemáticas de diseño y de funcionamiento del sistema para finalmente realizar un modelo dinámico con el que simular el comportamiento real de la pinza. Los resultados permiten identificar con claridad los elementos más críticos de la máquina permitiendo estudiar la durabilidad de los mismos y mediante técnicas de ingeniería inversa poder hacer una optimización del diseño.

**Palabras clave:** pinza, máquina agrícola, vibración, orbital

### 1. INTRODUCCIÓN

La pinza vibradora (Figura 1) es una máquina de uso agrícola cada vez

más empleada en la fase de recolección, habiéndose convertido en los últimos años en una herramienta imprescindible y demandada, especialmente en el sector del olivar. Su principio de funcionamiento se basa en el derribo del fruto por vibrado del tronco del árbol a partir de una vibración forzada con dos grados de libertad, provocada por el giro de un rotor desequilibrado. Este tipo de máquinas trabajan en unas condiciones extremadamente severas, siendo necesario un minucioso análisis de sus componentes para evitar el fallo de los mismos.

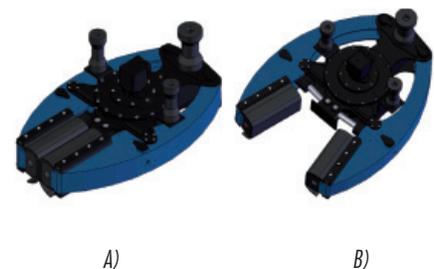


Fig. 1: Vista de la pinza A) Estado cerrado. B) Estado abierto

En la actualidad existen dos tipos de vibradores principalmente [1], los multidireccionales y los orbitales. Los multidireccionales tienen dos masas excéntricas que giran en sentidos opuestos

y con velocidades ligeramente diferentes: esto conlleva excitaciones más agresivas que las producidas por el mecanismo orbital que contiene una sola masa excéntrica, que mediante su rotación hace posible el que la fuerza centrífuga desplace el mecanismo con una determinada amplitud. En la actualidad, los vibradores orbitales cada vez más están sustituyendo a los multidireccionales ya que son compatibles tanto para olivos de edades avanzadas como olivos jóvenes [2-3].

Otro problema a solucionar con este tipo de mecanismos y su uso en las tareas agrícolas, es el daño que puede ocasionar a las plantas como resultado de la vibración. Para ello se ha encontrado una solución, consistente en que la masa excéntrica tenga giros intermitentes, alternando el sentido de giro; esto además permite alcanzar un mayor porcentaje de derribo del fruto de ramas al cambiar el sentido.

En este trabajo se pretende presentar el proceso de diseño y análisis dinámico y tensional de una pinza vibradora orbital para recolección de aceituna en plantaciones jóvenes debido a su tendencia creciente y con una vida comprendida entre 10 y 25 años, cuyos troncos son largos y flexibles y con gran capacidad de amortiguación por su elasticidad, y poca masa (Fig. 1).

El objetivo principal es la obtención de la fiabilidad de algunos de sus elementos más críticos.

Mediante la simulación dinámica de la pinza, es posible obtener de forma bastante precisa las cargas y reacciones a las que se encuentran sometidos sus componentes a lo largo del tiempo. De esta forma, es posible determinar la distribución tensional y analizar la integridad estructural y comportamiento a fatiga de algunos de sus componentes, a fin de obtener información acerca de la durabilidad de los mismos.

## 2. DEFINICIÓN DE LA PINZA VIBRADORA

El mecanismo de pinza vibradora para la recolección mecanizada de la aceituna que se desarrolla en el presente trabajo es de tamaño medio, para árboles con diámetros de tronco de hasta 35 cm. El objetivo es analizar el mecanismo para poder realizar un diseño fiable ya que estará sometido a unas condiciones de trabajo severas. El vibrador es de tipo orbital (figura 2A), es decir, la respuesta a la excitación de

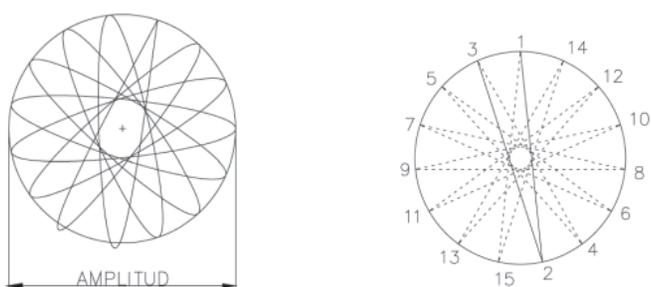


Figura 2: A) Respuesta de un vibrador multidireccional y orbital.  
B) Recorrido del rotor en un movimiento multidireccional

la masa excéntrica es circular u ovalada, a diferencia de la respuesta de un vibrador multidireccional que tiene forma de estrella entre 15 y 20 puntas. En la Figura 2A se muestra la respuesta de una vibración multidireccional de 15 puntas y su amplitud, el círculo exterior es una respuesta orbital. En la Figura 2B se puede apreciar que el recorrido por vuelta del rotor en un movimiento multidireccional (1-2-3) es menor al proporcionado por uno circular en el mismo tiempo, al tener ambos la misma frecuencia, por lo tanto el movimiento orbital se produce a mayor velocidad siendo más efectivo para la aplicación estudiada.

La pinza se encuentra suspendida de un soporte a partir de unos tacos de caucho que aíslan al resto del equipo de las vibraciones producidas. Las pinzas están diseñadas para que sean montadas sobre diferentes vehículos como tractores, retroexcavadoras, etc.

En rasgos generales, se componen de un chasis central (Figura 3A), en cuyo interior está la masa excéntrica, y un motor hidráulico sobre la tapa (Figura 1), conectado directamente al eje de la excéntrica (Figura 4). Articulados en la parte trasera del chasis, se encuentran los brazos (Figura 3B) que configuran la mordaza, los cuales se accionan mediante dos cilindros hidráulicos situados por delante del chasis (Figura 1), siendo estos los encargados de proporcionar el aprieto adecuado al tronco y transmitir la vibración de manera óptima. Estos brazos van equipados en su parte delantera de unos almohadones de caucho para no dañar la corteza ni el tronco del árbol en la zona de cogida durante el vibrado (Figura 1).

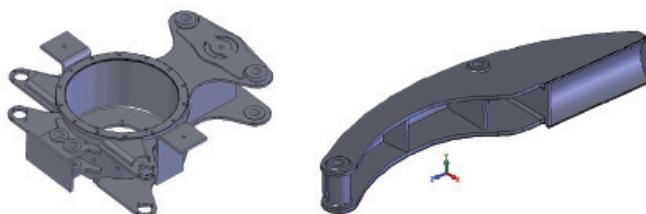


Figura 3: A) Chasis o cuerpo portante. B) Brazo de apriete

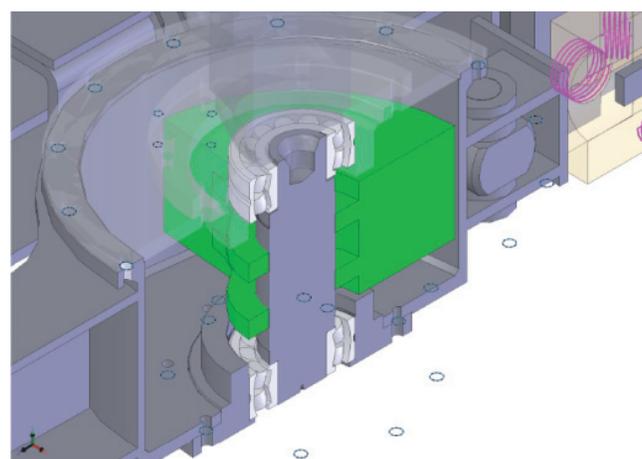


Figura 4: Vista en sección longitudinal de la excéntrica dentro de la carcasa, y rodamientos

### 3. DISEÑO Y SIMULACIÓN DINÁMICA: FUNDAMENTOS Y CONDICIONES DE TRABAJO

Para poder obtener unos resultados representativos y coherentes con la realidad es necesario determinar el punto de funcionamiento del vibrador, que es aquel en el que se consigue el máximo porcentaje de derribo del fruto, con el mínimo daño al árbol y mínimo consumo de potencia. Estas condiciones se determinan de forma experimental [4-6]. El punto de funcionamiento depende de dos parámetros cinemáticos, como son la velocidad angular de giro de la masa excéntrica  $n$  (rpm), y la amplitud de la vibración  $X$  (mm), la cual viene dada por la siguiente expresión:

$$X = \frac{m}{M} r \frac{\beta^2}{\sqrt{(1-\beta^2)^2 + (2\xi\beta)^2}} \Rightarrow X = \frac{m}{M} r L \quad (1)$$

Donde  $m$  (kg) es la masa de la excéntrica,  $M$  (kg) es la masa total del sistema en vibración (masa del cabezal más masa del árbol);  $r$  (mm) es la distancia desde el eje de giro de la excéntrica al centro de gravedad de la misma,  $\beta$  es la relación entre la frecuencia excitadora  $n$  y la frecuencia natural  $n_0$ ,  $\xi$  es el coeficiente de amortiguación del tronco del árbol.

El segundo cociente de la primera expresión, se sustituye por un parámetro  $L$  función del tamaño del árbol y del cabezal [4]. De este modo, se dimensiona la excéntrica a partir de sus parámetros  $m$  y  $r$  hasta conseguir la amplitud adecuada  $X$ . Por otro lado, la velocidad de giro de la excéntrica debe ser tal que la aceleración alcanzada en las ramas del árbol tenga la capacidad suficiente como para romper el pedúnculo. El valor de la aceleración en  $m/s^2$  requerido en el tronco se puede calcular de forma empírica [5] según muestra la Ecuación 2. A partir de esta expresión se determina la velocidad de rotación necesaria para conseguir el mínimo valor de  $a$  para un óptimo derribo.

$$a = 4,385 \cdot 10^{-5} n^2 X \quad (2)$$

Conocido el tamaño necesario de la pinza y el rango de tamaños de árboles con los que está previsto trabajar, se dimensiona la excéntrica en función de los parámetros de la ecuación 1, a fin de conseguir la relación adecuada de  $m \cdot r$ .

Basándose en investigaciones en el diseño de vibradores [7] que relacionan entre sí parámetros como: amplitud, frecuencia, desprendimiento de frutos y potencia requerida se concluye que a altas frecuencias (25–40Hz) y pequeñas amplitudes (20–25mm) son los parámetros más eficaces de funcionamiento.

El valor de la frecuencia de resonancia ocurre aproximadamente a las 800rpm; y a partir de 1400rpm se estabiliza la amplitud, que adquiere el valor deseado (20mm aproximadamente), si la excéntrica está correctamente dimensionada.

Por tanto, la máquina debe trabajar a un régimen de frecuencia o rpm a partir del punto de estabilización de la

amplitud, es decir, a partir de 1400rpm, y no superando las 2000rpm. Considerando los valores de la tabla 1 se obtiene una amplitud de 21.4 mm.

Parámetros	
Masa del cabezal	375kg
Masa del árbol	500kg
Masa de la excéntrica	45,5kg
CdG. de la excéntrica	86,4mm
Velocidad de giro	2000rpm
Parámetro adimensional	4,76

Tabla 1: Parámetros de dimensionado

Siendo la aceleración de 3508  $m/s^2$  y la potencia mínima requerida para el funcionamiento de 51.7CV.

A partir de las dimensiones de la excéntrica se seleccionan los rodamientos necesarios para soportar la fuerza centrífuga, y se diseña la carcasa para un montaje correcto de estos elementos. Finalmente, a partir de la carcasa se construye el resto del chasis y los brazos de manera coherente y funcional (Figura 5). La ilustración 6 muestra de forma esquemática a través de un diagrama de flujo las fases del proceso diseño previamente descrito.

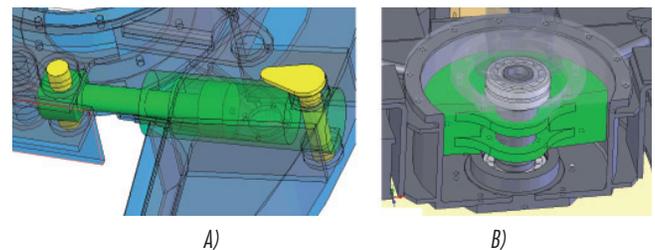


Figura 5: A) Detalle de la conexión del cilindro hidráulico y el brazo actuador. B) Montaje del eje y excéntrica

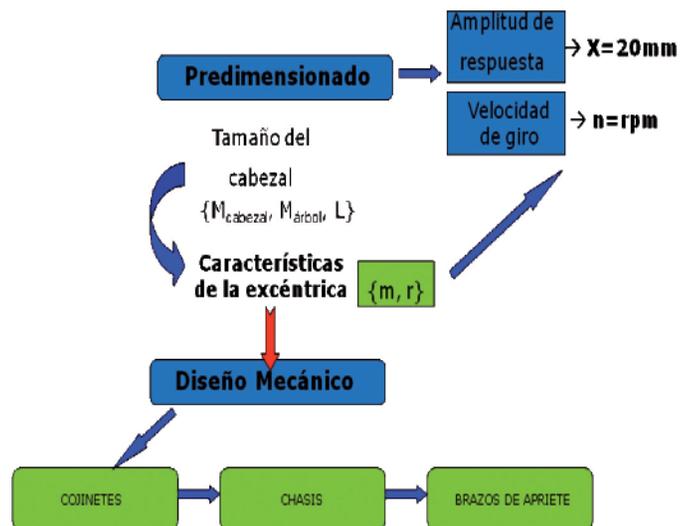


Figura 6: Diagrama de flujo para el diseño mecánico de la pinza vibradora

Diseñada la pinza, se procede a efectuar la simulación dinámica empleando un software específico. El objetivo es obtener las reacciones en los apoyos y puntos de contacto en función del tiempo de cada uno de los elementos que componen el vibrador. Para ello, el primer paso es realizar el ensamblaje de los elementos que componen la pinza, estableciendo las restricciones de movimiento. Seguidamente, se establecen las condiciones de contorno, que para el caso en cuestión son las restricciones que se oponen al movimiento de la vibración, atenuándola y limitando su recorrido; como son el tronco del árbol, y en menor medida o casi despreciable, los tacos de suspensión. Simular el tronco del árbol es complejo, pero es posible realizar un modelo dinámico equivalente simplificado pudiendo conseguir resultados muy próximos a la realidad. Los parámetros a definir para éste son: la masa, la constante elástica y coeficiente de amortiguamiento; todos ellos definidos para una altura constante de cogida del tronco respecto al suelo, ya que el valor de los parámetros varía en función de ésta. El tronco se considera como un empotramiento que se encuentra a un metro de profundidad de la superficie. Debido a que el movimiento de la pinza se realiza en un plano, el problema se reduce a un sistema dinámico reaccionando contra la fuerza excitadora  $f(t)$  (Figura 7).

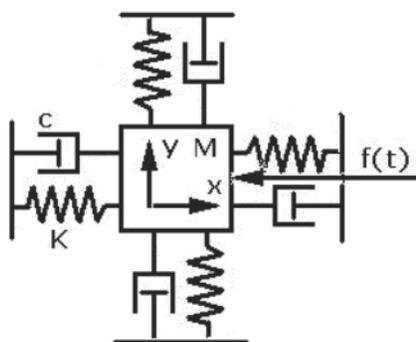


Figura 7: Esquema de la simulación del tronco del árbol

El modelo resultante para la simulación es un bloque con la masa equivalente del árbol, situado por delante de la pinza entre los brazos y fijado a la pinza por una junta flexible definida por la constante elástica y el coeficiente de amortiguación del tronco en el plano horizontal. Además, se define también una elasticidad en el contacto entre los brazos y el tronco para que se produzca un apriete progresivo en la cogida, para ello, mediante un modelo biempotrado (al tronco y los brazos) se simula la función de los almohadones, cuyas rigideces, obtenidas de forma experimental, se le asignan al modelo mediante resortes de torsión, restringiendo el movimiento en cualquier dirección. Por último, se establecen las condiciones cinemáticas, que se aplican a los cilindros hidráulicos y a la masa excéntrica. En el caso de los cilindros hidráulicos, se les impone una velocidad de cierre de la pinza constante, y que se bloqueen una vez alcanzada una fuerza de apriete preestablecida contra el tronco. Sólo

cuando se cumpla esta condición, se pondrá en marcha el motor hidráulico que acciona la excéntrica con un arranque progresivo desde velocidad angular cero, hasta la velocidad nominal de trabajo en un intervalo de tiempo de 0,5 s. A partir de este instante se establece el estado estable de la vibración a velocidad de giro constante. El eje soporta una única carga central debida a la fuerza centrífuga de la excéntrica, y un par torsor causado por la transmisión de potencia del motor a la excéntrica. La carga central varía respecto al tiempo. Esta representa la magnitud en valor absoluto de la fuerza centrífuga, y no se consideran las fuerzas actuantes en los ejes X e Y ya que el eje gira con la masa y por tanto se tiene un sistema de referencia móvil (giratorio), de modo que el eje está sometido a esfuerzos de flexión fluctuante no rotativos, que además se comprueba en la distribución del campo de tensiones que se localiza una fibra neutra en el plano central de la pieza a lo largo de su eje longitudinal.

La fluctuación de fuerzas varía de  $1,48 \cdot 10^5 \text{N}$  hasta  $1,57 \cdot 10^5 \text{N}$ , en la parte central del eje, siendo la reacción en los apoyos la mitad de estos valores. La carga media es de  $F_m = 1,52 \cdot 10^5 \text{N}$  y la fluctuante de  $F_a = 9000 \text{N}$  con una relación de 0,06 entre ambas, (Figura 8).

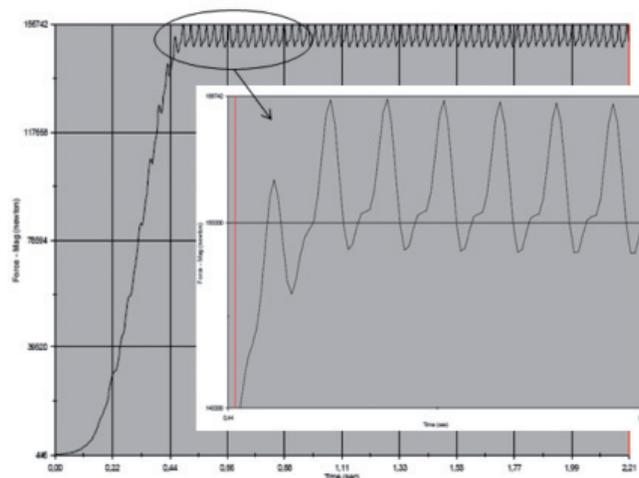


Figura 8: Distribución de la carga excéntrica sobre el eje

#### 4. ANÁLISIS TENSIONAL

Para el análisis tensional se utiliza el programa de cálculo por elementos finitos. Para ello se parte de los resultados previos obtenidos en la simulación dinámica.

La forma en la que están cargados los brazos es equivalente al modelo de una viga biapoyada con una carga no centrada, que en este caso se podría suponer como la que realiza el cilindro hidráulico para mantener cerrada la pinza durante la vibración, produciendo un momento flector fluctuante, y los apoyos en este supuesto serán el tronco y el bulón trasero. Pero la transmisión de fuerzas no sólo se hace en la dirección transversal al brazo, si no también en la dirección longitudinal, ya que la vibración se realiza en un plano.

Como el cilindro hidráulico no puede transmitir la carga en dirección longitudinal por estar articulado y ser perpendicular al brazo, lo hace el apoyo trasero del brazo en forma de esfuerzos de tracción-compresión a lo largo de este. La distribución de las reacciones en los apoyos se exporta mediante una franja de 11 estados de carga instantáneos que incluye un ciclo completo. Posteriormente se realiza el mallado y a continuación se realiza el análisis estático del escenario de diseño compuesto por los 11 estados de carga importados, imponiendo un material AISI 1020 que es muy similar al acero AE – 355.

Se selecciona cada pieza por separado para su estudio individual, comenzando siempre por la más crítica, que será la de mayor sollicitación. En primer lugar se analiza el estado de carga de mayor intensidad para comprobar que el elemento seleccionado no alcanza el límite elástico del material, evaluando su coeficiente de seguridad a esta carga máxima instantánea (Figura 9).

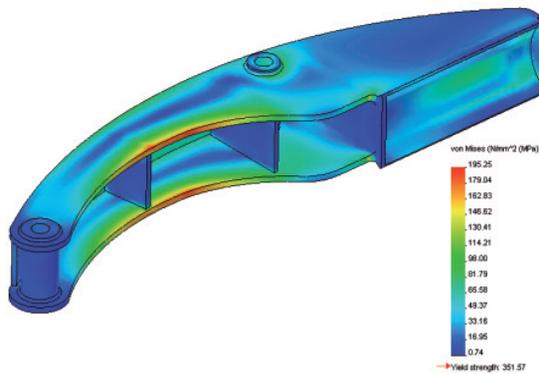


Figura 9: Distribución tensional en el brazo.

Durante este proceso se analiza todo el escenario de diseño, obteniendo una gráfica en la que se visualiza la variación de las tensiones con el tiempo (Figura 10).

Se toman los estados de carga 1, 6 y 9 señalados con la línea azul para el análisis de fatiga, ya que son los más relevantes por ser picos extremos, los puntos intermedios son el tránsito entre los valores extremos.

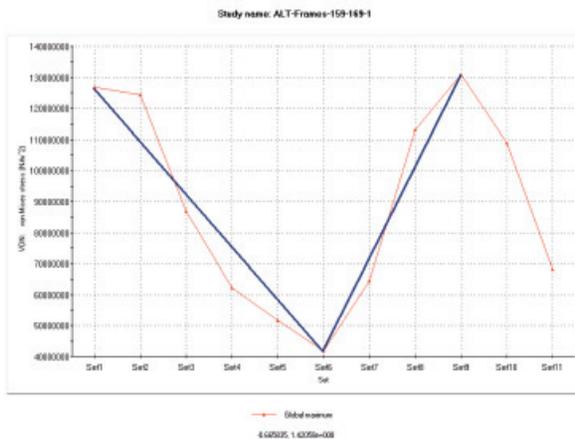


Figura 10: Variación de la tensión a lo largo de cada instante de carga del eje

El estado de deformación sufrido indica que la deflexión máxima tiene un valor de 1mm, cuya forma final se ve en la Figura 11 con la deformación a una escala mayorada y comparada con la silueta original.

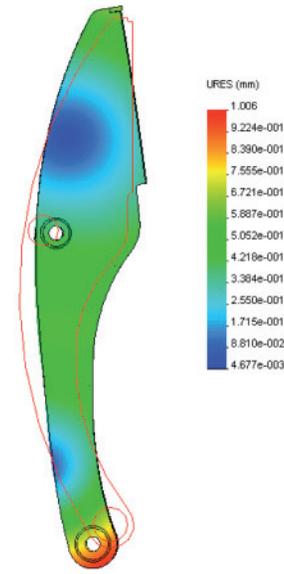


Figura 11: Deformación sufrida por el brazo mecánico.

Seguidamente se comprueba el componente seleccionado a fatiga para determinar la durabilidad del mismo. Para la obtención de los resultados se indica que los cálculos se realizaron mediante la tensión equivalente de von Mises, y que tome un criterio de fatiga según Gerber. Además se añade un factor de reducción del límite de fatiga de valor  $K_f = 0,5$ , a causa de las tensiones residuales e imperfecciones que ocasiona el proceso de soldadura [8]. La vida esperada para el brazo supera los  $1 \cdot 10^{11}$  ciclos que se puede considerar como satisfactorio. Por otro lado, el factor de seguridad a la fatiga se reparte por el brazo según la se muestra en la figura 12, con un factor mínimo de 1.11.

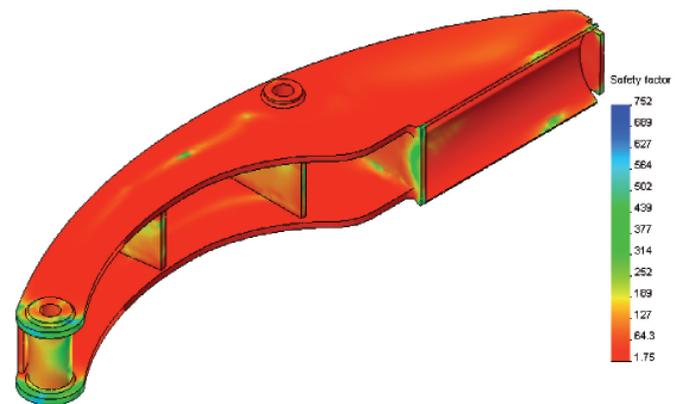


Figura 12: Factor de Seguridad obtenido en el análisis.

En la Figura 13 se representa un esquema en el que muestran los pasos seguidos durante el proceso de análisis de la pinza vibradora.

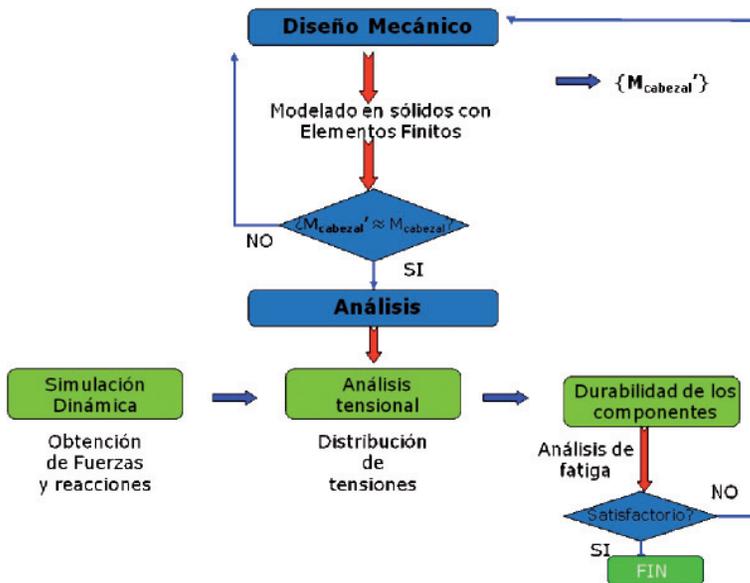


Figura 13: Diagrama de flujo para el análisis de la pinza vibradora.

## 5. RESULTADOS Y CONCLUSIONES

La pinza vibradora del estudio puede ser muy interesante para la industria agrícola debido al posicionamiento del rotor en la zona central de la máquina que hace que la construcción de la misma sea estrecha y permitiendo una mejora de la maniobrabilidad en las tareas del campo. Así mismo debido a la posición central del rotor se evitan daños a las plantas por posibles roces.

Cabe indicar que a partir de las condiciones cinemáticas establecidas, y conocido la velocidad real de giro de la excéntrica (2000 r.p.m), es posible medir la amplitud de la vibración. Este valor de acuerdo con (1) tiene un valor de 22 mm aproximadamente. El valor de la respuesta de la vibración en el análisis dinámico llevado a cabo responde de la misma manera, lo que indica la veracidad del modelo de simulación.

En el análisis tensional se han identificado como componentes más críticos el eje de la excéntrica, el cual ha de soportar la fuerza centrífuga de la excéntrica con un valor aproximado de unos 180 kN; y uno de los brazos de cierre, lo cual resulta lógico, ya que a través de estos se debe transmitir toda la vibración al árbol. En cuanto al eje, al ser una pieza de geometría sencilla y de directriz lineal, es posible realizar un cálculo manual con la ayuda de tablas y ábacos para el cálculo de los coeficientes de concentración de tensiones en el hombro para flexión y torsión [8-10]. En la Tabla 2 se puede ver una comparación de los resultados analíticos y los proporcionados por el software.

RESULTADOS		
	Analíticos	FEM
Tensión Máxima	414MPa	435MPa
Coefficiente de Seguridad	1,42	1,36

Tabla2: Resumen de los resultados analíticos y virtuales obtenidos

Como se puede observar los resultados obtenidos mediante el software de Elementos Finitos son más conservadores que los analíticos. Por lo tanto, en cuanto al resultado global, es satisfactorio, y por tanto se espera una larga duración de los diferentes componentes de la pinza.

“Finalmente se incluyen imágenes de una pinza prototipo construida de acuerdo a los resultados obtenidos, la cual se encuentra en fase experimental (Figura 14).”



Figura 14: Imagen de la pinza vibradora prototipo. A) Posición cerrada. B) Posición abierta

## 6. AGRADECIMIENTOS

Este trabajo ha sido posible gracias a la ayuda y la colaboración prestada por Luis Fernando Mata Campos. Los autores agradecen enormemente la ayuda prestada durante la fase de simulación.

## 7. BIBLIOGRAFÍA

- [1] Aristizábal ID, Oliveros CE, Álvarez F. "Mechanical harvest of coffee applying circular and multidirectional vibrations". *Trans ASAE*. 2003. Vol. 46(2). p.205-209.
- [2] Affeldt HA, Marshall DE, Brown GK. "Relative dynamic displacements within a trunk shaker clamp". *Trans ASAE*. 1988. Vol. 31(2). p.323-330.
- [3] Castro-García S, Blanco-Roldán Gregorio L, Gil-Ribes J A *et al*. "Dynamic analysis of olive trees in intensive orchards under forced vibration". *Trees*. 2008. Vol. 22. p.795-802. <http://dx.doi.org/10.1007/s00468-008-0240-9>
- [4] Ortiz-Cañavate J, Hernanz JL, Ruiz Altisent M. *Las Máquinas Agrícolas y su Aplicación*. 5ª Edición. Ed. Mundi-Prensa, 1995. ISBN 84-7114-510-3
- [5] Porras-Piedra A. Centro de Información y Documentación Agraria, Sevilla, 1987.
- [6] Porras-Piedra A. Consejo Oleícola Internacional, D. L., Madrid, 1994.
- [7] Porras-Piedra A. *Recolección de aceituna. Conceptos básicos para su mecanización*. 1ª Edición. 1999. 120 p. ISBN: 84-8544-149-4.
- [8] Avilés R. *Análisis de fatiga en máquinas*. 1ª Edición. Thomson, Diciembre 2005. 464 p. ISBN: 84-9732-344-0.
- [9] Shigley JE, Mischke CR. *Diseño en Ingeniería Mecánica*. 5ª Edición. Mexico: McGraw Hill, 1990. ISBN 968-422-778-7.
- [10] Pilkey W. *Peterson's Stress Concentration Factors*. 2ª Edición. New York: Wiley Interscience, 1997. ISBN: 978-0471538493