



ARTÍCULO ORIGINAL

## Análisis dinámico del mecanismo paralelogramo del cortacogollo desfibrador para la cosechadora cañera cubana CCA- 5000

### *Dynamic analysis of the mechanism parallelogram of the cortacogollo desfibrador for the cropper Cuban CCA-5000*

Roberto Estrada Cingualbres<sup>1</sup>, Carlos Ricardo Aballes<sup>2</sup> y Rafael Pérez Pupo<sup>3</sup>

**RESUMEN.** En el presente trabajo se realiza un estudio del estado tensional-deformacional del mecanismo paralelogramo del cortacogollo desfibrador para la cosechadora cañera cubana CCA-5000. Se utilizó la curva de variación de las cargas extremas que actúan sobre el cortacogollo, a partir de la evaluación experimental extensométrica en una pista de obstáculos del modelo de cosechadora KTP-2M, donde se determinaron los coeficientes dinámicos que se producen en el centro de masa de este órgano. Se utiliza el Método de los Elementos Finitos y a través del análisis dinámico lineal se determinaron las causas de las deformaciones plásticas aparecidas en el tubo inferior del paralelogramo del mecanismo cortacogollo durante las pruebas tecnológico-explotativas de la nueva cosechadora al aparecer tensiones de 219,3 MPa en el mismo, siendo el límite elástico del acero utilizado de 220 MPa. Se realiza el análisis de las modificaciones introducidas a la estructura, obteniéndose un coeficiente de seguridad de 1,36 para el nuevo modelo con un tubo inferior de sección rectangular, lo que asegura un comportamiento fiable del mismo durante la aparición de las cargas extremas en condiciones de explotación de la máquina.

**Palabras clave:** análisis por elementos finitos; análisis estructural; pista de obstáculos; cargas extremas.

**ABSTRACT.** This paper is a study of the state of stress-strain Analysis of shredder grinder parallelogram mechanism for Cuban sugar cane harvester CCA-5000. Was used the curve of variation of the extreme loads acting on the shredder, from experimental evaluation of the harvester model KTP-2M with the strain gauge over an obstacle, where dynamic coefficients that occur in the center of mass of this body were determined. Was used the Finite Element Method and through linear dynamic analysis was determined the causes of the plastic deformations appeared in the lower tube of shredder parallelogram mechanism in harvesting testing of the new harvester to be tensions 219.3 MPa in the same, being the elastic limit of the steel used 220 MPa. It checks the amendments made to the structure, giving a safety factor of 1.36 for the new model with a rectangular section lower tube, which ensures a reliable behavior of the same during the occurrence of the extreme loads during machine work.

**Keywords:** finite elements analysis; structural analysis; hint of obstacles; extreme loads.

## INTRODUCCIÓN

Las materias extrañas referidas al cogollo representan el 76% de todas las materias de este tipo presentes en los medios de transporte cañero, plantea en su investigación Aballe (2012),

estas son transportadas hasta los centrales incidiendo de forma directa en el menor aprovechamiento de los medios de transporte y en la disminución de la eficiencia de la propia industria. Para disminuir este porcentaje de materia extraña, en la década

**Recibido** 24/11/11, aprobado 12/12/12, trabajo 01/13, artículo original.

<sup>1</sup> Dr. C., profesor, Centro de Estudios CAD/CAM, Facultad de Ingeniería, Universidad de Holguín, Ave. XX Aniversario km 1,5, Holguín, Cuba, E-✉: roberto@cadcam.uho.edu.cu

<sup>2</sup> Ing., Centro de Desarrollo de la Maquinaria de Holguín, calle Coliseo esq a Peralta, Holguín, Cuba.

<sup>3</sup> Dr. C., Centro de Desarrollo de la Maquinaria de Holguín, calle Coliseo esq a Peralta, Holguín, Cuba.

Nota: La mención de marcas comerciales de equipos, instrumentos o materiales específicos obedece a propósitos de identificación, no existiendo ningún compromiso promocional con relación a los mismos, ni por los autores ni por el editor.

de los noventa del siglo pasado se coloca en Cuba un mecanismo cortacogollo del tipo convencional en las cosechadoras cañeras KTP-2M, este corta los cogollos solamente por su parte inferior y los deposita en el campo de forma íntegra, trayendo como consecuencia que los productores de caña deban enfrentarse a este residuo, teniendo que utilizar implementos adicionales en las labores de poscosecha con el encarecimiento de las mismas y del azúcar como producto. Para solucionar este complicado problema que genera la cosecha de caña verde fue diseñado un mecanismo cortacogollo desfibrador en el Centro de Desarrollo de la Maquinaria Agrícola de Holguín, el cual fue instalado inicialmente en el modelo de cosechadora cañera CCA-5000, el mismo está provisto de dos discos alimentadores y una torre de discos que soportan las cuchillas, estas se encargan de desmenuzar en pequeñas partes el cogollo y depositarlo en la parte cosechada del campo al igual que el mecanismo cortacogollo convencional (Figura 1).



FIGURA 1. Cosechadora cubana de caña de azúcar CCA-5000 con cortacogollo desfibrador.

Durante las pruebas tecnológicas y de explotación de este prototipo se produjeron deformaciones plásticas en el tubo inferior de la estructura portante de este órgano de trabajo, surgiendo la necesidad de conocer las causas que producen estas y de rediseñar el sistema, para lo cual es necesario conocer las cargas dinámicas actuantes sobre el mismo.

En la investigación realizada por Flores et al. (2010), los autores corroboran que las exigentes condiciones de los terrenos y características pesadas de los suelos en Cuba, hacen habitual en la agricultura cubana los ejemplos de máquinas e implementos, tanto de fabricación nacional como de importación, que sufren deformaciones en su estructura o roturas frecuentes en sus órganos de trabajo y que la determinación de coeficientes de cargas dinámicas que posibiliten obtener con un grado de exactitud aceptable los estados tensionales y deformacionales en piezas y estructuras sometidas a cargas de impacto, presenta un alto nivel de dificultad, sobre todo cuando los elementos sometidos a la acción de dichas cargas presentan una configuración que no sea simple, siendo necesario implementar otros

métodos que simplifiquen el cálculo y permitan abordar casos no contemplados como típicos.

Varios son los trabajos desarrollados para determinar los factores dinámicos de las cargas actuantes, Martínez et al. (2009), empleando métodos más rigurosos, consideran la energía cinética del cuerpo impactado, teniendo en cuenta el efecto de la masa de dicho cuerpo, lo cual ha sido demostrado que incide en los resultados finales del cálculo, excepto cuando la masa del elemento impactado es muy inferior a la del elemento que impacta.

En una investigación realizada por Goitzolo et al. (2007), se aplica el método tradicional de Pisarenko (1989), durante el cálculo de un puente delantero de tractor al que se le incrementa la capacidad de paso.

El Método de los Elementos Finitos (MEF) es ampliamente usado en la actualidad en diferentes aplicaciones del análisis estructural con el fin de determinar el estado tensional-deformacional de los elementos que conforman la estructura sin importar el grado de complejidad de la misma y teniendo en cuenta inclusive, los concentradores de tensiones que puedan existir en esta.

Varios son los trabajos publicados donde se aplica este método al análisis de estructuras, así en Calzadilla et al. (2007 a, b), se realiza un estudio de la estructura metálica de una casa de cultivo determinándose las frecuencias propias y el efecto sobre estas de la fuerza de vientos de huracanes de alta intensidad.

Estrada y Gómez (2006), emplean el MEF para realizar el análisis resistivo y de rigidez del bastidor principal de la cosechadora cañera KTP-2M aplicando cargas pseudodinámicas obtenidas a partir de evaluaciones extensométricas en condiciones de explotación y regímenes extremos de la máquina (Estrada y Gómez, 2004).

En la investigación de Flores et al. (2009), los autores muestran la importancia de extender el MEF y específicamente el análisis dinámico al campo de la ingeniería agrícola, con vistas a perfeccionar los métodos de diseño, teniendo en cuenta que, en la casi totalidad de los casos, la estructura y elementos empleados en las labores agrícolas están sometidos a cargas variables en el tiempo y en muchas ocasiones a cargas de impacto.

En el trabajo realizado por García de la Figal y Marrero (2011), se realiza el cálculo de los parámetros dinámicos y respuestas de la carcasa de una caja de traspaso perteneciente a un equipo automotor pesado, bajo la acción de rigurosas condiciones de trabajo. Se determinan sus frecuencias naturales, las respuestas de frecuencias ante cargas horizontales y las respuestas ante cargas de impacto vertical y horizontal. Se determinan los puntos más peligrosos de la compleja configuración del sistema analizado y se hacen recomendaciones para su mejor diseño. Todo a través de programas profesionales de dibujos gráficos y de elementos finitos.

En la presente investigación se utiliza el coeficiente dinámico actuante sobre el centro de masa del órgano cortacogollo, obtenido a partir de la evaluación experimental extensométrica desarrollada en una pista de obstáculos al modelo de cosechadora KTP-2M con cortacogollo (Lebeque et al., 1995). Empleando el análisis dinámico lineal con la ayuda del paquete SolidWorks/Simulation, donde se tienen en cuenta los coeficientes de

amortiguamiento de los elementos que componen el mecanismo paralelogramo del cortacogollo desfibrador para la cosechadora cañera cubana CCA-5000, se determinó el estado tensional-deformacional del mismo y de las modificaciones propuestas en los elementos estructurales en este órgano.

## MÉTODOS

Determinación de los coeficientes dinámicos extremos en el centro de masa del cortacogollo de la cosechadora

Para determinar los valores máximos de las cargas, a que puede estar en un estado crítico sometida la máquina, se realizan las pruebas en regímenes extremos. En dependencia de las características de trabajo de la máquina, y del órgano de trabajo en cuestión, existen diferentes regímenes extremos, algunos de ellos pueden ser:

- Frenado brusco.
- Giros bruscos.
- Superación de grandes irregularidades.
- Superación de grandes pendientes.

Conexión del reversible de la transmisión y órganos de trabajo, sin antes haberlos detenido completamente.

Enfrentamiento de los órganos de cosecha a un promontorio, etc.

En general los regímenes extremos de acuerdo con el tiempo general de explotación de la máquina ocupan un volumen pequeño, pero durante su ocurrencia aparecen grandes cargas, por ello se tienen en cuenta para los cálculos de resistencia no considerándose los mismos para los cálculos de recurso o durabilidad.

Para determinar las cargas y las tensiones extremas en el sistema portante del prototipo de cosechadora KTP-2M, se realizó la traslación de la misma por una pista dinámica.

La pista dinámica estuvo compuesta por obstáculos metálicos de forma sinusoidal, colocados en forma de tablero de ajedrez de manera tal que se imitara las diferentes variables posibles de carga de la máquina durante su traslación en condiciones de explotación continua, se produzcan las condiciones extremas de carga. (Figura 2).

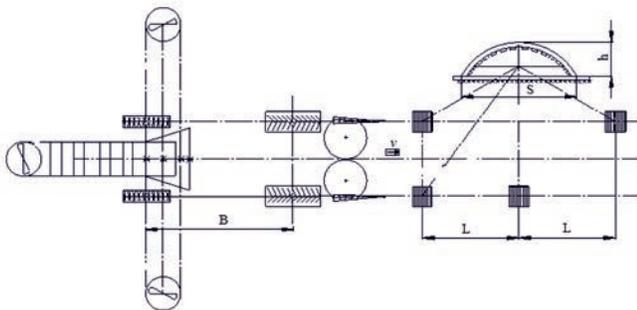


FIGURA 2. Pista de obstáculos sinusoidales para determinar las cargas máximas en la cosechadora.

Los parámetros de los obstáculos se determinan bajo la condición de que en la máquina en movimiento

La longitud del obstáculo se calcula a partir de la velocidad máxima de traslación de la máquina sobre estos, de acuerdo a

la siguiente expresión:

$$S = \frac{0,176 \cdot \pi \cdot v_{\max}}{\omega}$$

donde:

- frecuencias de las oscilaciones propias de la máquina (para la KTP-2M, 2,23 Hz);
- v<sub>max</sub>-velocidad máxima de traslación de la máquina sobre los obstáculos.

La forma del obstáculo queda descrita por la siguiente expresión:

$$H_i = h \operatorname{sen} \frac{\pi \cdot l_i}{S}$$

donde:

H<sub>i</sub>, l<sub>i</sub> - coordenadas del punto del obstáculo.

h - valor máximo de la altura del obstáculo (200 mm).

B - distancia entre los ejes (para la KTP-2M igual a 3,5 m)

La distancia a la cual se colocan los obstáculos (L), está dada por la condición de que se disipen las oscilaciones propias de la máquina durante el tiempo que transcurre en el recorrido entre dos de ellos, L ≥ 2÷3B.

La velocidad máxima (v<sub>max</sub>) de traslación de la máquina sobre los obstáculos, está determinada por la condición de que se obtengan los valores máximos de dinamismo en los diferentes elementos objeto de investigación. Un criterio para valorar el coeficiente máximo de dinamismo es que las aceleraciones sobre el asiento del operador, no superasen los niveles establecidos, según la norma sanitaria correspondiente. La aceleración admisible en el asiento del operador depende de la frecuencia con que ésta actúa y su nivel máximo, no debe sobrepasar de un minuto de oscilación con la frecuencia correspondiente.

Otra condición para determinar v<sub>max</sub>, es la de conservar el eslabón débil, que en el caso de la cosechadora KTP-2M resultó ser el centro de giro del transportador de descarga.

Las aceleraciones en el centro de masa del órgano trozador se midieron a través de un acelerómetro uniaxial del tipo DU-5S con un rango de medición de 0.2-40 g. Para la calibración, comprobación y posterior medición se utilizaron el indicador de esfuerzos estáticos SMD-60D y el amplificador de esfuerzos dinámicos DPM-600 de la firma japonesa KYOWA. Para el registro de la calibración y los ensayos se utilizó una tarjeta de conversión AD, PCLAB 918 de la firma Advantech, instalada en una PC.

El coeficiente dinámico de las cargas se determina por la expresión

$$K_{din}^{\max} = \frac{a_{\max}}{a_{est}}$$

Las aceleraciones verticales máximas son iguales a

$$a_{\max} = a_{est} + a_{din}^{\max}$$

donde:

a<sub>est</sub> - valor estático de la aceleración (9,8 m/s<sup>2</sup>).

a<sub>din</sub><sup>max</sup> - valor instantáneo máximo de la aceleración obtenido durante las pruebas extremas.

De esta forma se obtienen los coeficientes dinámicos en el centro de masa del órgano trozador para diferentes posiciones del transportador de descarga al pasar la cosechadora por la pista de obstáculos sinusoidales (Tabla 1).

**TABLA 1. Coeficientes dinámicos extremos en el órgano trozador de la cosechadora KTP-2M**

Posición del transportador de descarga	Centro de gravedad del órgano trozador
A la derecha	2,11
Recto	2,20
A la izquierda	2,12

Determinación del estado tensional del mecanismo paralelogramo del cortacogollo con el empleo del MEF.

El conjunto mecanismo paralelogramo está compuesto por dos subconjuntos que, como su nombre indica, están situados de forma paralela el uno con el otro y anclados por su parte trasera en la parte delantera del chasis principal de la cosechadora, estos soportan a través de cuatro piezas soldadas en su parte delantera la masa de los órganos de trabajo del mecanismo cortacogollo. En el cortacogollo convencional esta masa es de 250 kg, y llegó a alcanzar en el mecanismo desfibrador un peso de 400 kg, lo que representa un incremento de masa del segundo con respecto al primero de un 60 %. En la Figura 3 se pueden apreciar las diferentes partes que conforman el mecanismo cortacogollo: mecanismo paralelogramo (1), estructura soporte (2), hidromotor de los discos desfibradores (3), discos de corte (4), discos alimentadores (5), bigotes (6), hidromotor de los discos de corte (7), cilindro hidráulico (8).

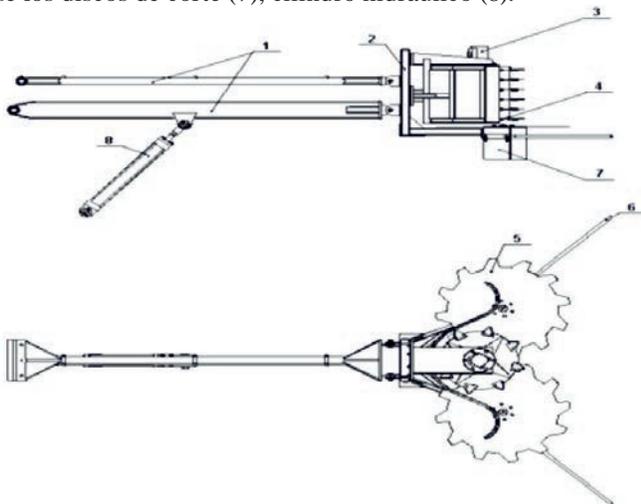


FIGURA 3. Partes que componen el mecanismo cortacogollo.

## MODELO DE ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS DEL MECANISMO PARALELOGRAMO

### Construcción del modelo geométrico

Para la construcción del modelo geométrico se acudió al método ascendente o ensamble de componentes a través de las correspondientes relaciones de posición. Cada una de

las piezas se creó partiendo de un croquis o boceto en 2D teniendo en cuenta las dimensiones de sus secciones transversales, que con posterioridad y, aplicando las diferentes operaciones y teniendo en cuenta sus dimensiones longitudinales, llegaron a generar las piezas en 3D. En el caso del mecanismo paralelogramo de la cosechadora CCA-5000, el elemento inferior del mismo está formado por un tubo de diámetro 127 mm por ocho de espesor. Este proceso se realizó con el empleo del paquete de diseño en 3D SolidWorks, el cual tiene incluido el paquete de análisis por elementos finitos CosmosWorks (Simulation).

### Asignación de las propiedades del material

A todos los elementos componentes del modelo del mecanismo paralelogramo se les consideró con propiedades físicas isotrópicas, propias del acero de construcción Ac3, siendo estas:

- Módulo Elástico:  $2.1e+11$  N/m<sup>2</sup>
- Coeficiente de Poisson: 0,28
- Densidad: 7800 kg/m<sup>3</sup>
- Límite elástico: 220 MPa
- Mallado del modelo

El mallado del mecanismo paralelogramo se realizó con las siguientes características: mallado estándar, con un tipo de elemento finito tetraédrico de alto orden con 10 nodos y 3 grados de libertad (3 traslaciones) en los mismos, el tamaño de los elementos se fue disminuyendo desde 28 mm hasta 20 mm valor para el cual se considera que los resultados convergen por existir una diferencia en los desplazamientos máximos respecto a los obtenidos para un mallado de 25 mm de un 6%, obteniéndose un modelo con un total de 85 154 nodos y 45 068 elementos.

### Aplicación de las restricciones

Las restricciones se colocaron en la parte trasera de los subconjuntos KTP-4G.16.020 y KTP-4G.16.180 C, correspondientes a los elementos de unión del mecanismo paralelogramo al bastidor principal de la cosechadora y en el subconjunto KTP-4G.16.180 C por su parte inferior donde se fija al cilindro hidráulico que garantiza los cambios de altura de dicho mecanismo, se escogió un esquema de cálculo donde se considera limitado a la posición horizontal el movimiento del mecanismo paralelogramo, por ser esta la posición crítica. Se consideraron todas las traslaciones en los nodos de las restricciones iguales a cero.

### Cálculo de las fuerzas aplicadas al mecanismo paralelogramo

Para determinar las cargas que actúan en el mecanismo paralelogramo se realizó un pesaje del mecanismo cortacogollo desfibrador, se utilizó un dinamómetro mecánico de 2,5 t de capacidad, con una precisión de 50 kg, con un error de  $\pm 2\%$  en el taller de prototipo de la fábrica “60 Aniversario de la Revolución de Octubre”, en el momento de su ensamblaje en la cosechadora CCA-5000, se obtuvo un valor de 400 kg.

Para establecer el tiempo en que la máquina demora en superar el obstáculo se emplea la siguiente expresión:

$$T = \frac{S}{v_{\max}} \quad (s)$$

donde:

S- es la longitud del obstáculo (0,61m)

$v_{\max}$  - velocidad en que se superaron los obstáculos teniendo en cuenta las condiciones antes mencionadas (2,47 m/s)

Obteniéndose un tiempo de 0,22 segundos para superar los obstáculos.

La carga producto al peso del mecanismo trozador son multiplicadas por el coeficiente dinámico máximo igual a 2,2 obtenido en las pruebas de obstáculos del modelo KTP-2M, y descompuestas en su correspondiente carga vertical de 880 kgf y el momento flector de 432,28 kgf.m, teniendo en cuenta la distancia de 0,491 m desde el centro de gravedad del mecanismo trozador a la estructura soporte de este al mecanismo paralelogramo.

Las cargas aplicadas y las restricciones al modelo se aprecian en la Figura 4.

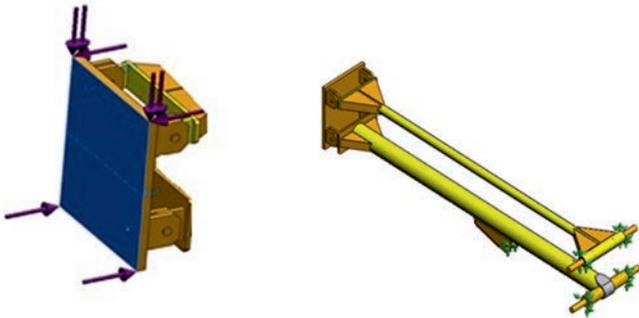


FIGURA 4. Puntos de aplicación de las cargas al modelo y restricciones a los desplazamientos del mismo.

### Análisis dinámico lineal del mecanismo paralelogramo del cortacogollo desfibrador para la cosechadora cañera cubana CCA-5000

Los estudios dinámicos calculan la respuesta de un modelo, originada por cargas que se aplican de forma repentina o cambian con el tiempo. Para realizar un análisis dinámico lineal es necesario realizar previamente un estudio de frecuencia, el software calcula la respuesta del modelo mediante la acumulación de la contribución de cada modo al entorno de carga. En la mayoría de los casos, solo los modos más bajos contribuyen significativamente a la respuesta. La contribución de un modo depende del contenido, magnitud, dirección, duración y ubicación de la frecuencia de la carga. Se determinaron las frecuencias propias para los primeros 5 modos de vibración, resultados que se aprecian en la Tabla 2.

TABLA 2. Resultado del análisis modal del mecanismo paralelogramo

Nro. de modo	Frecuencia (rad/s)	Frecuencia (Hz)
1	51,72	8,23
2	128,40	20,44
3	251,01	39,95
4	356,20	56,69
5	380,97	60,63

Las cargas actuantes sobre el sistema producto al peso del órgano desfibrador multiplicadas por el coeficiente dinámico se asocian a una curva de variación de esta en el tiempo, que tiene en cuenta el tiempo de superación del obstáculo por la cosechadora (Figura 5).

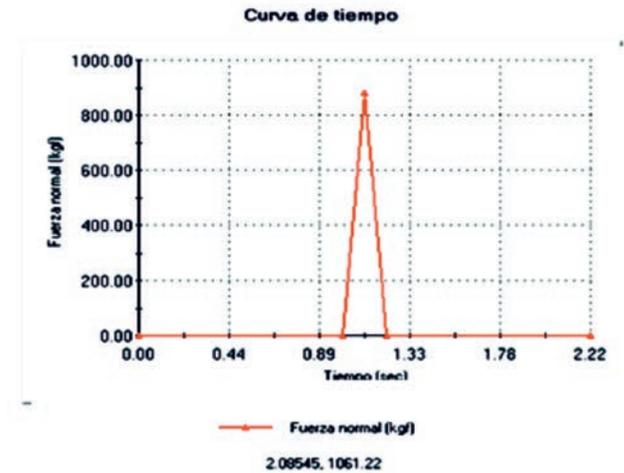


FIGURA 5. Curva de variación de la carga al superar la cosechadora los obstáculos.

El cociente de amortiguamiento modal se puede calcular con precisión a través de la realización pruebas de campo apropiadas. Este cociente varía de 0,01 (para sistemas con un amortiguamiento bajo) a 0,15 o superior (para sistemas con un amortiguamiento alto). En este caso se considera la estructura como un mecanismo rígido considerándose bajo, el amortiguamiento del cilindro hidráulico donde este se apoya en su parte inferior intermedia, tomándose un cociente de amortiguamiento de 0,03.

## RESULTADOS Y DISCUSIÓN

### Determinación de las tensiones y los desplazamientos verticales

Las tensiones actuantes según el criterio de Von Mises en el mecanismo paralelogramo pueden apreciarse en la Figura 6, siendo su valor máximo de 219,3 MPa muy próximas al límite elástico del acero Ac3 utilizado, que es de 220 MPa, por lo que cualquier valor ligeramente superior en las cargas máximas actuantes durante las pruebas tecnológicas explotativas ha sido la causa de las deformaciones plásticas aparecidas en este órgano de trabajo. Puede apreciarse en la figura, como el valor máximo coincide con la zona donde aparecieron las deformaciones plásticas.

Para solucionar este problema se procede a sustituir el tubo inferior del paralelogramo por uno de sección rectangular de 160 x 80 x 8 mm. Al nuevo modelo se le aplicaron las mismas condiciones de borde que al modelo anterior, se utiliza el mismo material, se aplican las mismas cargas y al mallarlo con un elemento finito similar se obtiene un modelo con 89 353 nodos y 47 472 elementos finitos.

Se determinaron las frecuencias propias para los primeros 5 modos de vibración, resultados que se aprecian en la Tabla 3.

Estas frecuencias en cada modo son superiores a las obtenidas para el modelo con sección circular del tubo inferior del paralelogramo.

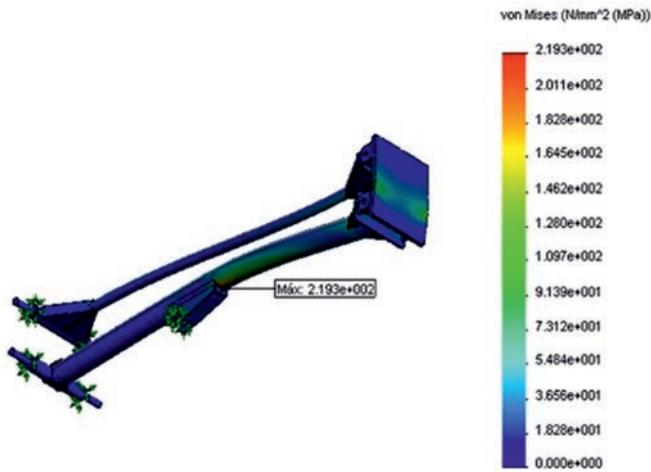


FIGURA 6. Distribución de las tensiones máximas en el mecanismo paralelogramo del cortacogollo.

**TABLA 3. Resultado del análisis modal del mecanismo paralelogramo**

Nro. de modo	Frecuencia (rad/s)	Frecuencia (Hz)
1	82,40	13,11
2	154,91	24,65
3	319,27	50,81
4	362,86	57,75
5	477,18	75,94

Las tensiones actuantes según el criterio de Von Misses en el mecanismo paralelogramo modificado pueden apreciarse en la Figura 7, siendo su valor máximo de 162,3 MPa por debajo del límite elástico del acero utilizado que es de 220 MPa, esto indica que el coeficiente de seguridad del mecanismo paralelogramo en el momento de aplicarle la carga extrema tiene un valor de 1,36.

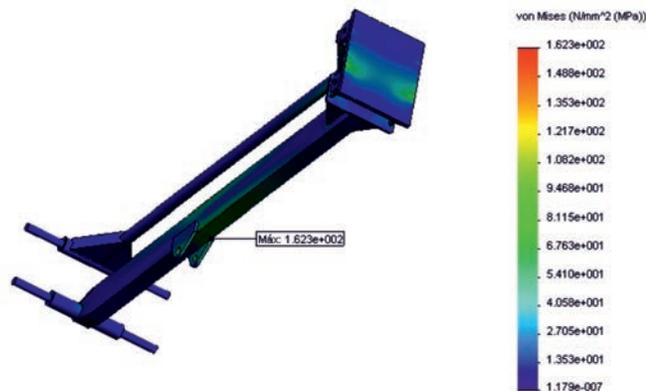


FIGURA 7. Distribución de las tensiones máximas en el mecanismo paralelogramo modificado.

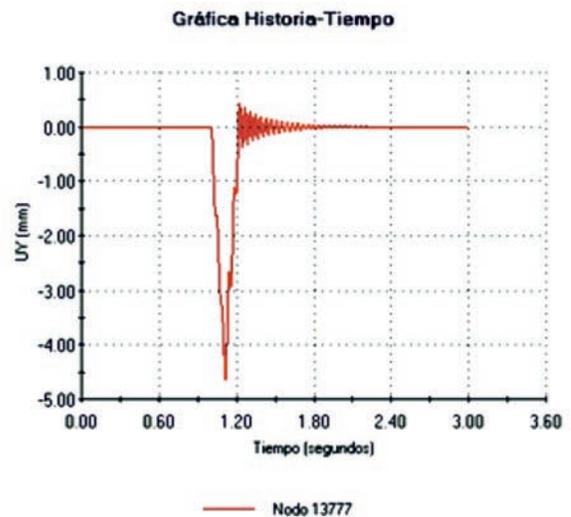


FIGURA 8. Variación del desplazamiento vertical máximo en el punto intermedio del soporte del mecanismo desfibrador.

Los desplazamientos verticales máximos en el modelo del mecanismo paralelogramo modificado ocurren en el soporte del órgano de trabajo. En la Figura 7 se aprecia el gráfico de variación en el tiempo de estos desplazamientos durante de superación de los obstáculos, apreciándose un valor máximo de -4,55 mm en el nodo 13 777 situado en el centro del soporte.

## CONCLUSIONES

- El valor del coeficiente dinámico en el centro de masa del órgano de trabajo del mecanismo cortacogollo obtenido en una pista de obstáculos sinusoidales mediante una evaluación extensométrica del modelo de cosechadora cubana de caña de azúcar KTP-2M, tiene un valor máximo de 2,2.
- Las deformaciones plásticas ocurridas en las evaluaciones tecnológicas explotativas en el tubo inferior del mecanismo paralelogramo que soporta al cortacogollo desfibrador de la cosechadora CCA-5000 se debieron a valores de tensiones de 219,3 MPa, muy próximo al límite de elasticidad de 220 MPa del acero Ac-3 con que están hechos estos elementos.
- La sustitución del tubo inferior del paralelogramo por un tubo de sección rectangular de 160 x 80 x 8 mm, garantizan la resistencia a cargas dinámicas máximas de este conjunto al producirse un valor máximo de las tensiones según el criterio de Von Misses de 162,3 MPa para un coeficiente de seguridad de 1,36.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. RICARDO ABALLE, C.M.: Perfeccionamiento del mecanismo paralelogramo del cortacogollo desfibrador para la cosechadora cañera cubana CCA-5000, 81pp., Tesis (en opción al título de Master en Máquinas Agrícolas), Universidad de Holguín, Cuba, 2012.
2. FLORES, M. R., A. MARTÍNEZ, G. PACHECO, V. REYES, y A. DÁVILA: “Análisis de neumático por elementos finitos con vistas a la determinación de coeficientes de cargas dinámicas en estructuras de máquinas agrícolas”, Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias, 19(4): 41-45, 2010.

3. MARTÍNEZ, R. A.; R. FLORES y J. SAMÁ: Influencia de la masa del cuerpo impactado sobre los coeficientes de cargas dinámicas calculados por métodos tradicionales, Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias, 18(2): 22-26, 2009.
4. GOITIZOLO, R., L. VILLA, E. ZAYAS, P.M. HERNÁNDEZ, J.G. NOA y H. HERNÁNDEZ: "Modificación del Alto Despeje del Tractor YUMZ 6M", Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias, 16(4): 11-16, 2007.
5. CALZADILLA, D. H., J.R. PÉREZ, ESTRADA R. CINGUALBRES y E. GÓMEZ: "Análisis numérico de la estructura metálica del modelo de casa de cultivo española EMBA-MSC (Parte I: Análisis resistivo de la estructura,)" Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias, 16(3): 53-57, 2007.
6. CALZADILLA, D. H., J.R. PÉREZ, ESTRADA R. CINGUALBRES y E. GÓMEZ: "Análisis numérico de la estructura metálica del modelo de casa de cultivo española EMBA-MSC (Parte II: Análisis resistivo de los elementos de unión y de frecuencias de la estructura)", Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias. 16(4): 1-5, 2007.
7. ESTRADA, C. R y E. GÓMEZ: "Análisis del bastidor principal de la cosechadora de caña a través del Método de los Elementos Finitos", Ingeniería Mecánica, 3: 61-68, 2006.
8. FLORES, M. R.; A. MARTÍNEZ y J. SAMÁ: "Análisis por elementos finitos de cargas de impacto. Estudio de caso de viga de tren de rodaje de remolque agrícola", Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias, 18(4): 41-45, 2009.
9. GARCÍA DE LA FIGAL C. J. y S. MARRERO: "Análisis dinámico de carcasa de caja de velocidad", Ingeniería Mecánica, 14(2): 151-159, 2011.
10. ESTRADA, C. R y E. GÓMEZ: "Análisis numérico-experimental del bastidor principal de la cosechadora de caña KTP-2M". Revista Internacional de Información Tecnológica. 15(4): 23-30, 2004.
11. ZAYAS, B.B.; J.R. PÉREZ y R. ESTRADA: Evaluación de las cargas de explotación de la cosechadora de caña KTP-2M, 50pp., Ed. CEDEMA-UHOLM, Holguín, Cuba, 1993.

**CRECIMIENTO  
SOSTENIBLE  
EN LA AGRICULTURA  
Y LA GANADERÍA**

**UNIVERSIDAD  
AGRARIA  
DE LA HABANA**

- \*Mecanización en la agricultura ecológica
- \*Biotecnología vegetal
- \*Biofertilizantes
- \*Biorreguladores de crecimiento vegetal
- \*Control de plagas
- \*Laboratorios de análisis químico
- \*Alimentación animal no convencional
- \*Mejoramiento animal
- \*Sistemas silvopastoriles