Análisis del bastidor principal de la cosechadora de caña a través del Método de los Elementos Finitos.

R. Estrada Cingualbres *, E. Gómez García **.
*Centro de Estudios CAD/CAM,
Facultad de Ingeniería, Universidad de Holguín
rec@uho.hlg.edu.cu
**Departamento de Mecánica. ETS Ingenieros Industriales.
Universidad Nacional de Educación a Distancia. Madrid, España.
egomez@ind.uned.es

(Recibido el 2 de Noviembre de 2002; aceptado el 17 de Julio de 2003)

Resumen.

El bastidor de los equipos móviles es un elemento que se diseña para no ser reparado, o sea, es el elemento que caracteriza la durabilidad del equipo. Para garantizar la resistencia, rigidez y durabilidad del mismo es necesario el empleo de técnicas modernas de cálculo que permitan su perfeccionamiento desde las etapas de diseño; el Método de los Elementos Finitos (MEF) es una poderosa herramienta de cálculo que goza, a partir de la difusión de potentes ordenadores personales y de diferentes sistemas profesionales de análisis, de gran uso entre los especialistas de cálculo. El presente trabajo trata sobre el análisis del bastidor principal de la cosechadora cubana de caña de azúcar, modelo KTP-2M, utilizando las técnicas del MEF, con el fin de realizar las necesarias modificaciones que garanticen la resistencia y la rigidez en la parte trasera del bastidor con un menor uso de metal.

Palabras claves: Elemento finito, bastidor, cosechadora de caña, resistencia mecánica.

1. Introducción.

En el mundo actual la competitividad de las empresas productoras de máquinas agrícolas es cada vez mayor, la tendencia de los diseñadores y fabricantes es obtener cosechadoras de mayor productividad, fiables y con un uso mínimo de metal.

La variante modificada de la cosechadora KTP-2, el modelo KTP-2M, presenta las siguientes diferencias respecto al modelo base: sustitución de las cadenas de casquillos de los transportadores por cadenas de rodillos con mayor fiabilidad y durabilidad pero más pesadas, utilización de componentes de mayor fiabilidad en el sistema hidráulico, utilización de un motor de mayor potencia, lo cual permite que los órganos de trabajo tengan mayor facilidad para realizar las diferentes funciones a ellos asignadas y un uso opcional del cortacogollos.

Todas estas modificaciones en los sistemas de la máquina se habían realizado sin ninguna variación significativa en el bastidor del modelo base**.**

En el transportador de descarga los niveles de pérdidas superaban los índices establecidos, entre otras causas, debido a la insuficiente rigidez de la parte posterior del bastidor principal donde este elemento se apoya.

La disminución del peso de los equipos agrícolas de transporte o cosecha es una tarea de mucha actualidad, por la necesidad de disminuir la compactación de los suelos, con los beneficios ecológicos y productivos que esto reporta.

Por tales motivos se planteó el siguiente objetivo de la investigación:

Hacer el análisis de la resistencia del bastidor principal de la cosechadora KTP-2M, aumentando la rigidez de su parte posterior, sin elevar el volumen de metal de este elemento.

2. Análisis numérico del bastidor principal de la cosechadora KTP-2M.

Para realizar las modificaciones pertinentes en las barras de una estructura hiperestática es necesario la creación de un modelo físico-matemático que represente al objeto real, y mediante el método adecuado, realizar el análisis del mismo.

A partir del modelo real del bastidor principal de la cosechadora KTP-2M, se construyó con empleo del

© 2003 – Ediciones MECANICA

Método de los Elementos Finitos (MEF) el modelo físico–matemático del bastidor teniendo en cuenta las siguientes simplificaciones: no fueron considerados los cartabones de unión de las barras de la cola con los largueros laterales, los puentes motriz y direccional fueron modelados sin precisar sus particularidades geométricas y sólo se consideraron las dimensiones externas fundamentales, los apoyos del puente motriz se consideraron fijos en traslación y libres en rotación, los apoyos del puente direccional se consideraron fijos en traslación en dirección a los ejes "*y*" y "*z*" de coordenadas globales y libres en traslación en dirección al eje "x", así como en rotación.

Se construyó un modelo formado por elementos triangulares de membrana para las barras del bastidor con seis grados de libertad por nodo, elementos sólidos con 8 nodos y tres grados de libertad por nodo para los muñones de apoyo inferior de la sección receptora al bastidor principal y la barra de apoyo del bastidor principal al puente direccional. Los materiales utilizados fueron el acero estructural de nomenclatura GOST CT-3 para los elementos del bastidor, y el acero CT-45 para los elementos sólidos con sus respectivas propiedades mecánicas considerándose los mismos como elásticos lineales. A cada grupo de elementos le fueron asignados sus parámetros físico-geométricos y constantes de espesor realizándose el mallado de los mismos. Finalmente fue obtenido para la KTP-2M actual un modelo de 3955 nodos (Figura 1).

Los pesos de los diferentes órganos de trabajos y conjuntos de la máquina son introducidos en los nodos del modelo donde estos se apoyan, su valor fue calculado analíticamente evaluando las reacciones en los apoyos e introduciéndolos en forma de acciones como es el caso del cortacogollos y la cercha de apoyo del transportador de descarga, en el resto de los casos se determinó mediante la utilización de galgas extensométricas eléctricas o mediante dinamómetros las reacciones que estos producían en sus respectivos puntos de apoyo [1, 3, 5, 7, 9, 11]. Los pesos de los diferentes órganos de trabajos y conjuntos de la máquina se determinaron experimentalmente mediante el pesaje de estos, utilizando un dinamómetro mecánico de 2.5 t de capacidad, con una precisión de 50 kg, con un error de ± 2 %. De esta forma se obtiene el estado tensional y deformacional estático para el modelo actual con vistas a realizar la validación del mismo.

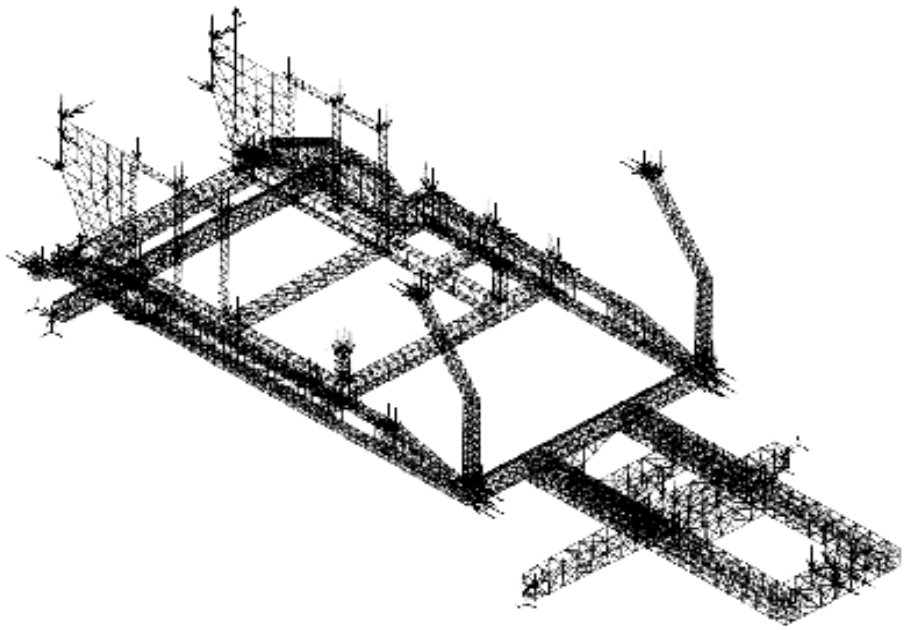

Figura 1. Modelo por Elementos Finitos del bastidor actual de la KTP-2M.

Teniendo en cuenta las implicaciones de afectación de orden tecnológico y las posibilidades prácticas de modificación del bastidor principal, con el objetivo de un uso más racional del metal utilizado, conservando la resistencia y aumentando la rigidez de la parte trasera de la máquina, se decidió confeccionar un nuevo modelo con modificaciones parciales al bastidor actual con vistas a su perfeccionamiento. De esta forma, los largueros de la cola formados por perfiles rectangulares de 150 mm de base por 123 mm de altura y 4 mm de espesor con planchas de 4 mm de espesor de refuerzos interiores a todo lo largo de los largueros son sustituidos por barras de perfil rectangular de 150 x 123 x 4 mm sin refuerzos interiores, con lo cual se aumenta el momento de inercia vertical de dichas barras.

Los tranques transversales fueron sustituidos por cajones rectangulares los cuales originalmente eran de 120 x 150 x 4 mm, sustituyéndose por perfiles de 150 x 80 x 4mm. A su vez la unión de la cola a la parte central formada por un tubo de 120 mm de diámetro y 4 mm de espesor es sustituida por un tubo rectangular de 150 x 120x 4 mm (Figura 2), la relación entre la altura y la base de estos perfiles rectangulares se seleccionó a partir de los nomogramas de relación óptima de estos parámetros geométricos en función de las solicitaciones actuantes [4].

Para la obtención del estado tensional y deformacional extremo o máximo de ambos modelos, las cargas estáticas fueron multiplicadas por los respectivos coeficientes dinámicos obtenidos en las pruebas de obstáculos realizadas al modelo actual [3,5], estos resultados servirán para realizar el análisis de la resistencia y rigidez de ambos modelos.

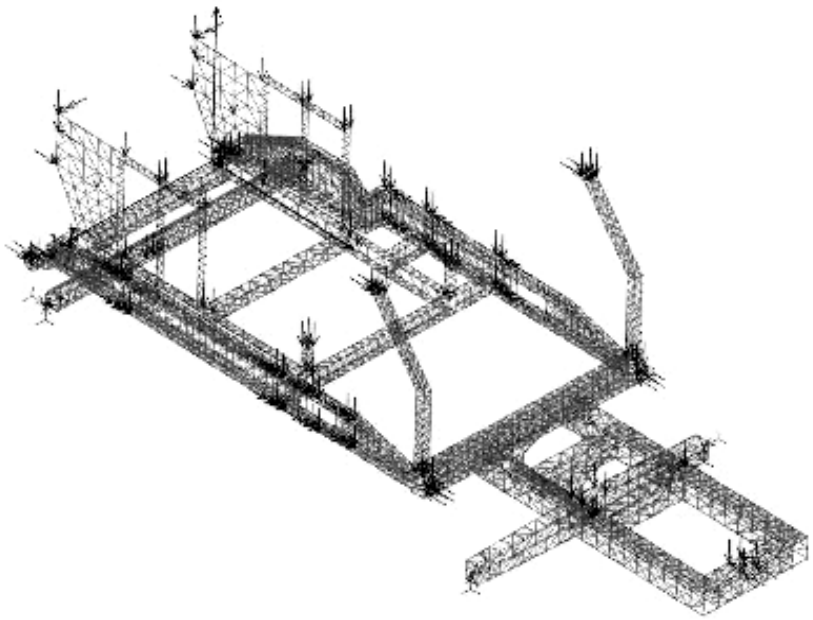

Figura 2. Modelo por Elementos Finitos del bastidor modificado de la KTP-2M.

3. Validación del modelo del bastidor de la cosechadora KTP-2M.

El modelo físico–matemático que se construya, debe corresponder lo más exactamente posible con el objeto real. La validación de este modelo consiste en determinar el porciento de diferencia entre el valor de los parámetros físicos en el modelo de análisis y el objeto real sometido a un sistema análogo de cargas.

Para la validación del modelo se tomaron dos criterios [2,8,10]:

- Correspondencia entre el valor de las reacciones verticales en los puntos de apoyo en el modelo y en el prototipo de la máquina. Los valores fueron obtenidos mediante el pesaje en una báscula de 20 ton de capacidad.
- Correspondencia entre los valores de las tensiones normales en los nodos del modelo, y las propias tensiones normales determinadas a partir de la medición experimental extensométrica. Esto fue ejecutado mediante una graficación en la sección transversal y longitudinal, teniendo en cuenta la hipótesis de distribución lineal de las tensiones normales producto de las cargas estáticas de los órganos de trabajo.

Los resultados para la validación del modelo aparecen en las tablas 1 y 2 respectivamente.

Al no coincidir el nodo del modelo analítico con la posición geométrica del punto de medición extensométrica, la comparación del valor de las tensiones en el nodo fueron realizadas con el valor obtenido según la distribución gráfica de las tensiones experimentales coincidente con la posición geométrica del primero.

Tabla 1. Reacciones verticales en los puntos de apoyo de la cosechadora KTP-2M.

Lugar de carga	Valor de la carga (kN)		% de diferencia
	Modelo analítico	Prototipo experimental	
Rueda motriz izquierda (Q1)	44	44	0
Rueda motriz derecha (Q2)	44,2	45	1,8
Rueda direccional izquierda (Q3)	15,4	14,1	9,2
Rueda direccional derecha (Q4)	15,4	15,5	0,65

Tabla 2. Tensiones normales estáticas en el bastidor principal de la KTP-2M.

Localización		Tensiones Normales (MPa)			Localización		Tensiones Normales (MPa)		
Nodo	Punto experimental.	Experimental	Analítico	% Diferencia	Nodo	Punto experimental.	Experimental	Analítico	% Diferencia
104	1.1’	22,00	22,20	0,90	2805	8.4’	-2,00	-2,10	4,76
41	1.2’	22,00	22,60	2,65	2967	9.1’	1,00	0,90	11,11
223	1.3’	-20,00	-20,40	1,96	3024	9.2’	5,00	5,45	8,25
331	1.4’	-29,00	-28,70	1,05	3016	9.3’	-5,00	-4,90	2,04
97	2.1’	23,00	23,60	2,54	2959	9.4’	-5,00	-4,69	6,61
48	2.2’	23,00	23,10	0,43	2972	10.1’	15,00	14,80	1,35
216	2.3’	-26,00	-26,40	1,52	3029	10.2’	16,00	15,60	2,56
324	2.4’	24,00	-24,00	0,00	3011	10.3’	-18,00	-17,90	0,56
95	3.1’	24,00	23,90	0,42	2954	10.4’	-15,00	-15,50	3,23
50	3.2’	23,00	22,80	3,51	2975	11.1’	19,00	19,90	4,52
214	3.3’	-26,00	-26,50	1,89	3032	11.2’	22,00	23,00	4,35
322	3.4’	-24,00	-24,20	0,83	3008	11.3’	-24,00	-26,70	10,11
86	4.1’	22,00	22,20	0,90	2951	11.4’	-26,00	-24,40	6,56
59	4.2’	18,00	18,60	3,23	2980	12.1’	53,00	46,60	13,73
313	4.3’	-23,00	-22,90	0,44	3037	12.2’	30,00	28,60	4,90
205	4.4’	-23,00	-23,10	0,43	3003	12.3’	-23,00	24,50	6,12
2785	5.1’	27,00	27,10	0,37	2946	12.4’	-62,00	-66,60	6,91
2728	5.2’	41,00	41,10	0,24	3157	13.1’	2,00	1,80	8,45
2762	5.3’	-61,00	-61,30	0,49	3127	13.2’	1,00	1,00	0,00
2819	5.4’	-25.00	-24.60	1.63	3141	13.3’	-1.00	-1.00	0.00
2790	6.1’	22.00	22.40	1.79	3151	13.4’	-1.00	-1.00	0.00
2733	6.2’	2.00	2.04	1.96	3134	14.1’	1.00	1.16	13.70
2757	6.3’	-24,00	-24,30	1,23	3130	14.2’	1,00	0,9	11,11
2814	6.4’	-27,00	-27,00	0,00	3144	14.3’	-1,00	-0,9	11,11
2794	7.1’	13,00	12,70	2,36	3148	14.4’	-1,00	-1,12	10,70
2737	7.2’	1,00	1,26	2,38	2228	15.1’	5,00	5,28	5,30
2753	7.3’	-16,00	-16,00	0,00	2220	15.2’	-1,00	-1,00	0,00
2810	7.4’	-17,00	-16,60	2,40	2308	15.3’	5,00	5,28	5,30
2799	8.1’	3,00	3,20	6,25	2251	16.1’	22,00	24,60	10,57
2742	8.2’	- 1,00	-1,10	9,09	2197	16.2’	-1,00	-1,16	13,79
2748	8.3”	3,00	-2,80	7,14	2285	16.3’	32,00	29,30	9,22

Del análisis de los resultados de las tablas 1 y 2 se observa que la diferencia mayor entre el valor de las cargas y las tensiones en los puntos de medición del prototipo experimental y los nodos correspondientes del modelo físico-matemático es de 13,79 %, lo cual es aceptable [10,11] para la utilización de elementos de membrana en los modelos por elementos finitos de las máquinas agrícolas. De esta forma queda validado el modelo de elementos finitos confeccionado para el bastidor principal de la KTP-2M.

4. Evaluación de la resistencia y rigidez del bastidor principal de la cosechadora KTP-2M y la variante propuesta.

Del análisis de las tensiones extremas obtenidas en la pista de obstáculos y las obtenidas en el análisis del modelo actual, al cual se le introducen las diferentes cargas multiplicadas por sus respectivos coeficientes dinámicos, se observa que las tensiones máximas se concentran en la zona de la unión de la cola de la máquina con el tubo circular, que a su vez une a la parte central. El valor máximo de las tensiones según Von Mises fue de 193 MPa (Figura 3).

El valor de los desplazamientos en la parte trasera del bastidor principal de la máquina puede apreciarse en la figura 4 con los valores máximos del desplazamiento vertical en esta zona de 38,6 mm.

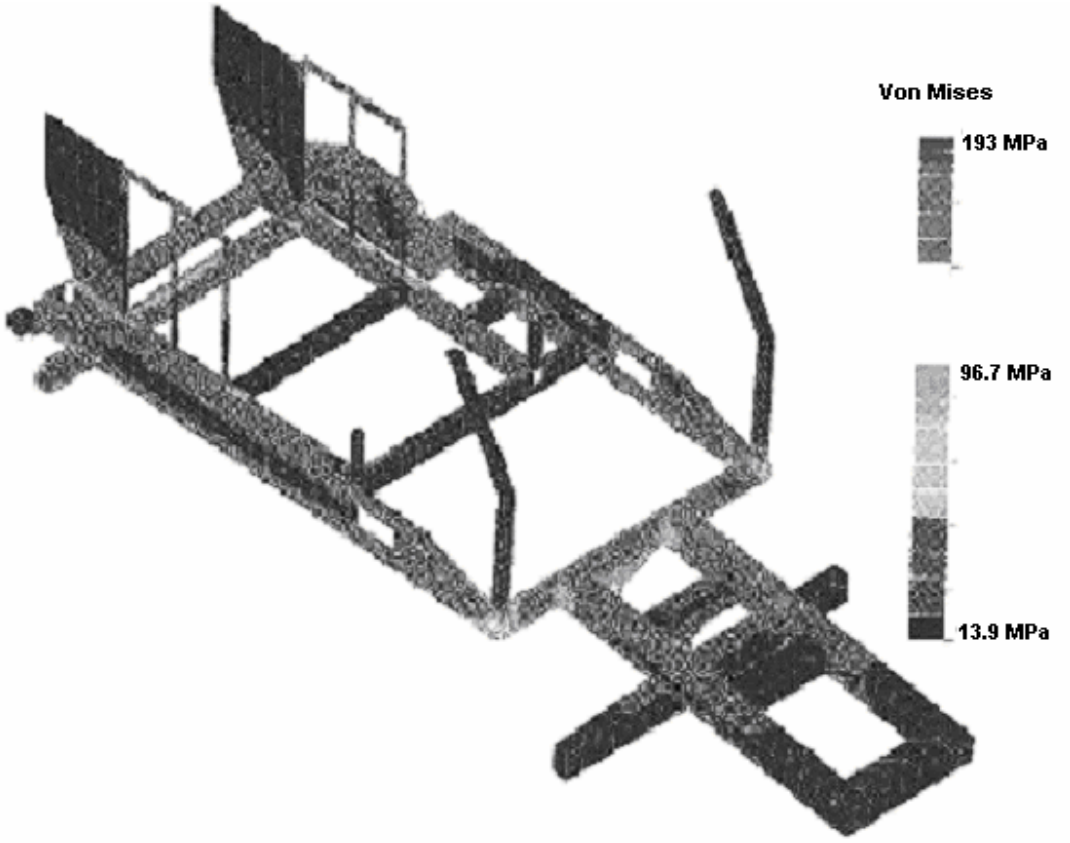

Figura 3. Tensiones de Von Mises en el bastidor actual bajo cargas extremas.

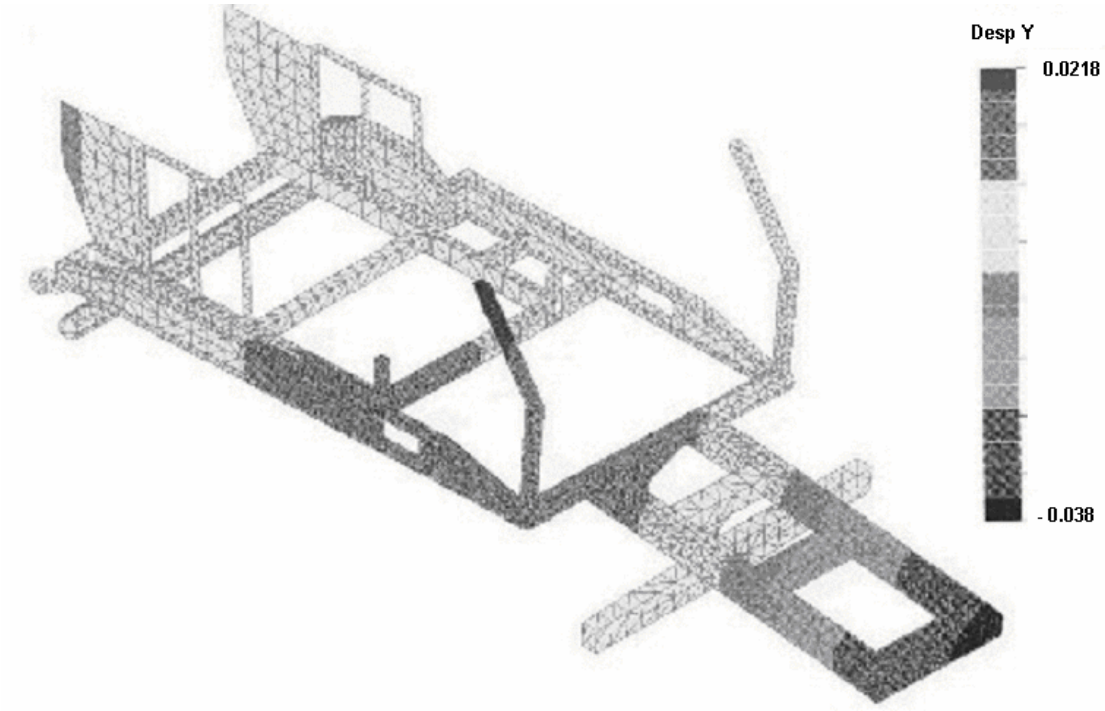

Figura 4. Distribución de los desplazamientos en el modelo actual bajo cargas extremas**.**

Del resultado del análisis del modelo modificado del bastidor principal de la cosechadora se puede observar el aumento en la rigidez de la parte trasera de la máquina. El valor máximo del desplazamiento vertical en esta zona es de –9.12 mm (Figura. 5). Los valores máximos de las tensiones en los elementos del bastidor modificado calculados según Von Mises tienen un valor de 126 MPa (Figura.6).

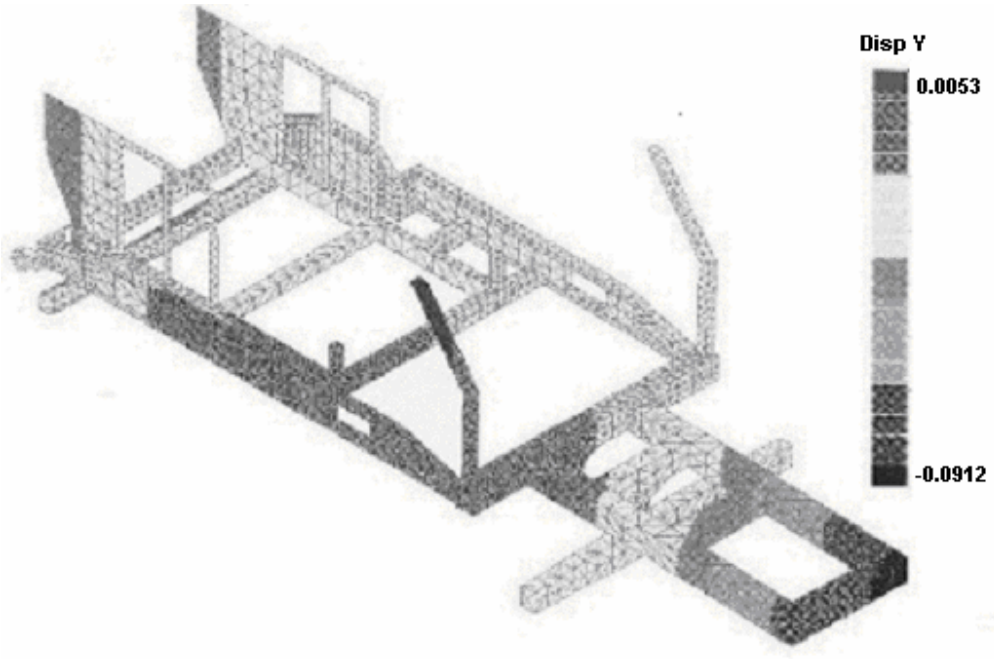

Figura. 5. Distribución de los desplazamientos en el modelo modificado bajo cargas extremas**.**

Figura 6. Tensiones de Von Mises en el bastidor modificado bajo cargas extremas.

5. Conclusiones.

- Con la confección del modelo por Elementos Finitos del bastidor actual se realizó el análisis de la resistencia y la rigidez del mismo, determinándose las zonas de pequeños y altos valores de tensiones y desplazamientos.
- Con la sustitución de los perfiles rectangulares huecos por otros similares, pero que tuvieran en cuenta la relación óptima entre la altura y la base en función de las fuerzas internas actuantes, se logró el aumento de la rigidez en la parte trasera del bastidor y una distribución más uniforme de las tensiones por todo el bastidor principal con una disminución ligera del volumen.

6. Bibliografía.

1. Androsov, A.A, "Investigación de las cargas de explotación de los elementos portantes de las cosechadoras de granos de alta productividad". Tesis presentada en opción del grado de candidato a Doctor en Ciencias. Rostov del Don, ICMA, Facultad de Ingeniería, 1974.
2. Estrada Cingualbres, Roberto, "Aplicación del MEF al análisis del bastidor de la cosechadora de caña KTP-2M". Ponencia presentada en II Conferencia Científica Internacional de Maquinaria Agrícola. Holguín. Noviembre, 1996.
3. Estrada Cingualbres, Roberto y otros, Informe Técnico de la evaluación extensométrica del prototipo KTP-2M. Holguín, 1996.
4. Estrada Cingualbres, Roberto y otros, "Optimización de la sección transversal de los perfiles rectangulares de paredes delgadas". Resumen del evento COMPUMAT'98. Universidad de Holguín, Mayo, 1998.
5. Estrada Cingualbres, Roberto y otros, "Perfeccionamiento del bastidor principal de la cosechadora de caña de azúcar KTP-2M". Ponencia presentada en III Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica. Ciudad de la Habana. Septiembre, 1997.
6. Estrada Cingualbres, Roberto y otros, "Pruebas Tensométricas realizadas a la cosechadora de caña KTP-23". Memorias del 1er Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica de la Universidad Politécnica de Madrid, España, 1993.
7. Estrada Cingualbres, Roberto y otros, "Utilización de los métodos experimentales para la evaluación de los parámetros de calidad y perfeccionamiento del diseño en función de las cargas de explotación". Ponencia presentada en VI Congreso Nacional de Ingeniería Agrícola. Monterrey, México, Noviembre, 1996.

.

8. Ichenko, R.I, “Sobre la cuestión de la valoración de las cargas por los métodos numéricos, de los bastidores de las máquinas”. Revista Dinámica y resistencia de las máquinas agrícolas. Rostov del Don, 1992, pág. 8-15.
9. Spichenkov, B.B, “Evaluación de las cargas y la capacidad del bastidor de la cosechadora de trigo DON 1500”. Revista Dinámica y Resistencia de las máquinas agrícolas. Rostov del Don, 1986, pág. 13-17.
10. Spichenkov, B.B, “Proyección del sistema portante de las máquinas cosechadoras de trigo con un nivel dado de fiabilidad”. Tesis de doctorado. Rostov del Don, 1989.
11. Zelcerman, I.M, Métodos de electroextensometría en la investigación de la resistencia de las máquinas agrícolas (en Ruso). Editorial Sociedad Científico Técnica de construcción de Maquinari, Moscú, 1990.

Analysis of the main frame in cane combine-harvester using the Finite Elements Method.

Abstract.

The frame for mobile equipment’s is designed to be never repaired. For the higher level of strength, rigidity and durability of the frame is necessary the use of new calculation techniques during the first design stage. This work deals with the main frame analysis of the Cuban sugar cane combine harvester KTP-2M model, using the Finite Element Method in order to modify the frame assuring the strength and increasing the rigidity in the rear side and using less quantity of metal.

Key words: Finite Element, sugar cane combine-harvester, mechanical strength, main frame.