



## Structural Evaluation of an Agricultural Trailer Axle Subjected to Impact Loads

### *Evaluación estructural de un eje de remolque agrícola sometido a cargas de impacto*

M.Sc. Raudel Flores Moreno<sup>I</sup>; Dr.Cs. Arturo Martínez Rodríguez<sup>III</sup>; Dr.C. Gilberto de Jesús López Canteñs<sup>II</sup>; Dr.C. Eugenio Romantchik Kriuchkova<sup>II</sup>; Dr.C. Pedro Ramón Mayans Céspedes<sup>II</sup>, M.Sc. Geisy Hernández- Cuello<sup>III</sup>

<sup>I</sup>Universidad Autónoma Chapingo (UACH), Posgrado en Ingeniería Agrícola y Uso Integral del Agua, Chapingo, Texcoco, México.

<sup>II</sup>Universidad Autónoma Chapingo (UACH), Departamento de Ingeniería Mecánica Agrícola (DIMA), Chapingo, Texcoco, México.

<sup>III</sup>Universidad Agraria de La Habana (UNAH), Centro de Mecanización Agropecuaria (CEMA), San José de las Lajas, Mayabeque, La Habana, Cuba

**ABSTRACT.** The dynamic load coefficients allow obtaining the tensile and deformational states in parts and structures subjected to dynamic loads with an acceptable degree of accuracy. In the present investigation, the dynamic load coefficients are determined and a structural evaluation is carried out on an agricultural trailer axle, subjected to a static vertical load of 20 kN. The energy method was used to determine the dynamic load coefficients and the simulation by the finite element method was performed to determine static stresses and deformations. Applying this method, the structural evaluation of the agricultural trailer axle subjected to impact loads was achieved, with a low computational requirement. For a free fall height of the trailer of 200 mm, with a load of 20 kN on each axle, if the wheels were rigid, an excessively high dynamic load coefficient would occur. It would cause exceeding the elastic limit of the axis material more than five times, while an impact height of that same level, can be damped by the tires, without using other damping means (springs), with a safety coefficient of 2.5.

**Keywords:** Dynamic stresses, numerical simulation, deflections

**RESUMEN.** Los coeficientes de cargas dinámicas permiten obtener, con un grado de exactitud aceptable, los estados tensionales y deformacionales en piezas y estructuras sometidas a cargas dinámicas. En la presente investigación, se determinan los coeficientes de cargas dinámicas y se realiza una evaluación estructural a un eje de remolque agrícola, sometido a una carga vertical estática de 20 kN, empleando una combinación del método de energía para la determinación de coeficientes de cargas dinámicas y la simulación por el método de los elementos finitos para determinar las tensiones y deformaciones estáticas. Aplicando este método, se logró la evaluación estructural del eje de remolque agrícola sometido a cargas de impacto, con un bajo requerimiento computacional. Para una altura de caída libre del remolque de 200 mm, con una carga de 20 kN sobre cada eje, si las ruedas fueran rígidas se produciría un coeficiente de cargas dinámicas excesivamente alto, provocando exceder en más de cinco veces el límite elástico del material del eje, mientras que una altura del impacto de ese mismo nivel, puede ser amortiguada por los neumáticos, sin necesidad de emplear otros medios de amortiguación (ballestas o resortes), con un coeficiente de seguridad de 2,5.

**Palabras clave:** Tensiones dinámicas, Simulación numérica, deflexiones.

<sup>\*</sup>Corresponding author: Raudel Flores Moreno, e-mail: raudelfm2014@gmail.com

Received: 25/09/2019.

Approved: 19/12/2020.

## INTRODUCTION

The loads that act in agricultural machines are generally dynamic, this type of loads can cause serious effects, since they are powerful to cause plastic deformations (Flores *et al.*, 2010b). Frequent overloads give rise to many machines and implements suffer deformations in their structure or breaks during work (Paneque *et al.*, 2018).

The determination of dynamic load coefficients in an analytical way in agricultural machine structures, subjected to the effects of low speed impacts, presents a high level of difficulty. For this reason, it is necessary to use a methodology that allows determining the dynamic load coefficients and evaluate structures in a simple and precise way (Martínez *et al.*, 2009).

Studies that include analysis of forces, efforts, deflections and other aspects of physical design behavior can be addressed with computer-aided engineering tools, which encompasses the use of computer-aided design (CAD) and the method of elements. finite (FEM).

The numerical simulation methods have been applied in studies related to impact loads, like in the works developed by Gin & Manikandan (2014), who performed a review related to the dynamic response of metal fiber laminates, subjected to an impact low speed, which include results on experimental, numerical and analytical works. Likewise, Singh and Singh (2015), studied the effect of projectile characterization, fiber orientation and impact behavior on certain polymer compounds. On the other hand, Untaroiu *et al.* (2013), developed the model of a lower limb of a human body using the finite element method, to study injuries during an impact in a vehicle accident.

In the pneumatic-soil interaction, the finite element method has been used, like in the study of Lee and Gard (2014), who built a model of interaction between the soil and the tire. On the other hand, Li *et al.* (2014) investigated a five-piece wheel rim-tire system and a two-piece wheel rim connected to bolts, to examine stress levels and fatigue in critical regions, while Xu and Zhai (2017) formulated a stochastic model for the coupling between a vehicle and the ground, subject to shocks due to irregularities in the terrain. Reina *et al.* (2017) carried out the estimation of the terrain from chromatic, geometric properties and of functions based on the contact of the vehicle with the terrain, by measuring experimentally the operation of an off-road vehicle on different surfaces to validate the system studied. On the other hand, Kong *et al.* (2016) and Kumar & Aggarwal (2017) studied leaf spring suspension designs and their optimization. Finally, Romero *et al.* (2018), propose an integrated model to simulate the vehicle-infrastructure interaction coupled. They performed a parametric analysis to examine the effect of the operational conditions and the characteristics of the vehicle design, on the dynamic responses of bridges and flexible pavements.

Based on this background, the present work aims to determine the dynamic load system acting on an agricultural cart axle devoid of suspension system and subjected to dynamic impacts. For that purpose, they determined the

## INTRODUCCIÓN

Las cargas que actúan en las máquinas agrícolas por lo general son de carácter dinámico, este tipo de cargas provocan serias afectaciones, ya que son capaces de provocar deformaciones plásticas (Flores *et al.*, 2010b). Las sobrecargas frecuentes dan lugar a que muchas máquinas e implementos sufran deformaciones en su estructura o roturas durante el trabajo (Paneque *et al.*, 2018).

La determinación de coeficientes de cargas dinámicas de forma analítica en estructuras de máquinas agrícolas, sometidas a la acción de impactos de baja velocidad, presenta un alto nivel de dificultad. Por esta razón es necesario poder disponer de una metodología que permita determinar los coeficientes de cargas dinámicas y evaluar estructuras de una forma sencilla y con precisión (Martínez *et al.*, 2009).

Los estudios que incluyen análisis de fuerzas, esfuerzos, deflexiones y otros aspectos del comportamiento físico del diseño pueden ser abordados con herramientas de la ingeniería asistida por computadora, la cual engloba el uso del diseño asistido por computadora (CAD) y el método de los elementos finitos (FEM).

Los métodos de simulación numérica han sido aplicados en estudios relacionados con cargas de impacto, pudiendo mencionarse los trabajos desarrollados por Gin y Manikandan (2014), quienes realizaron una revisión relacionada con la respuesta dinámica de los laminados de fibra de metal, sometidos a un impacto de baja velocidad, incluyendo resultados sobre trabajos experimentales, numéricos y analíticos. Asimismo, Singh y Singh (2015), estudiaron el efecto de la caracterización de proyectiles, la orientación de las fibras y el comportamiento al impacto en determinados compuestos de polímeros. Por su parte Untaroiu *et al.* (2013), desarrollaron el modelo de una extremidad inferior de un cuerpo humano empleando el método de los elementos finitos, para estudiar las lesiones durante un impacto en un accidente vehicular.

En la interacción suelo neumático, ha sido empleado el método de los elementos finitos, destacándose los resultados obtenidos por Lee y Gard (2014) los que construyeron un modelo de interacción entre el suelo y el neumático. Por su parte, Li *et al.* (2014) estudiaron un sistema llanta neumático de cinco piezas y una llanta de dos piezas conectada a pernos, para examinar los niveles de tensiones y la fatiga en regiones críticas, mientras que Xu y Zhai (2017) formulan un modelo estocástico para el acople entre un vehículo y el suelo, sujeto a sacudidas producto de irregularidades en el terreno. Reina *et al.* (2017) llevan a cabo la estimación del terreno a partir de propiedades cromáticas, geométricas y de funciones basadas en el contacto del vehículo con el terreno, midiendo de forma experimental la operación de un vehículo todoterreno en diferentes superficies para validar el sistema estudiado. Por su parte Kong *et al.* (2016) y Kumar & Aggarwal (2017) estudiaron diseños de suspensiones de hojas de ballestas y su optimización. Por último Romero *et al.* (2018), proponen un modelo integrado para simular la interacción vehículo-infraestructura acoplada, realizando un análisis paramétrico para analizar el efecto de las condiciones operacionales y las características del diseño del vehículo, en las respuestas dinámicas de puentes y pavimentos flexibles.

Sobre la base de estos antecedentes, el presente trabajo tiene como objetivo la determinación del sistema de cargas dinámicas actuante sobre un eje de carreta agrícola desprovisto de sistema de suspensión y sometido a impactos dinámicos, determinando para

static deflections by applying the method of finite elements, from which, the dynamic load coefficients are calculated using traditional methods.

## METHODS

### Theoretical-Methodological Foundation

#### Description of the mechanical system

As an object of study, an agricultural trailer axle that supports a load equivalent to 20,000 N was used. It consists of two wheel hubs coupled to the central bar (Figure 1) on which, a couple of 7.50-20-6 tires, typical of agricultural machines (Fig. 2) with their wheel rims, are attached.

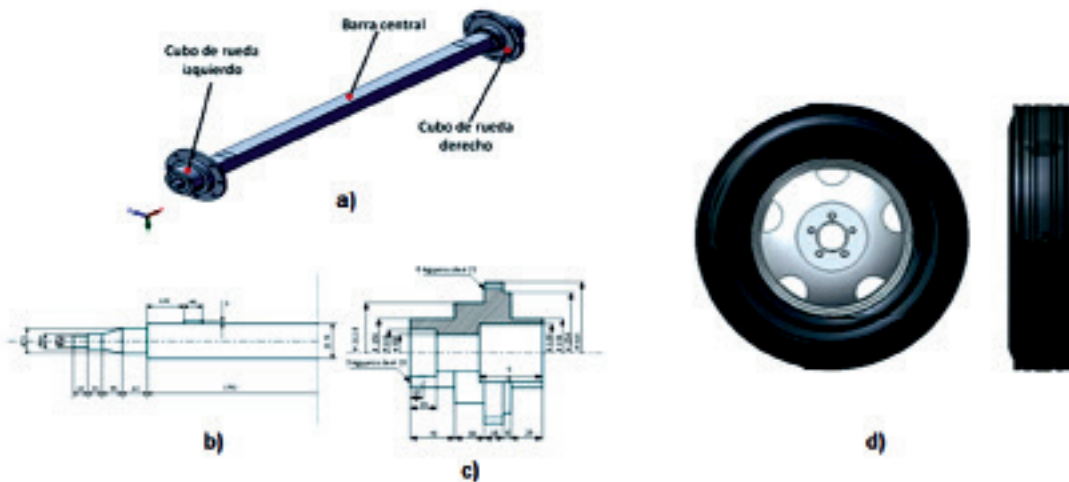


FIGURE 1. Representation of the axle and tire of the agricultural trailer. a) 3D axis view developed using CAD tools; b) Plan of the central bar of the wheel axle; c) Wheel hub plane; d) 7.50-20-6 tire.

FIGURA 1. Representación del eje y neumático del remolque agrícola. a) Vista del eje en 3D elaborado mediante herramientas CAD; b) Plano de la barra central del eje de ruedas; c) Plano del cubo de rueda; d) neumático 7.50-20-6.

The axle material studied is 30 G steel according to GOST, 8632 steel according to AISI / SAE 30 Ni Cr Mo 2 K D. In the case of the tire, the mechanical properties required for processing during finite element analysis were previously determined in experimental form (Flores, et. al., 2010 a).

#### Determination of Dynamic Load Coefficients

The method used to determine the dynamic load coefficients, based on the energy method, starts from the approach that the potential energy of the impacting body ( $m \cdot g \cdot H$ ) is converted into elastic potential energy that the impacted body accumulates during deformation.

According to classical theory (Pisarenko, 1989), the maximum dynamic stresses ( $\sigma_{d_{\max}}$ ) during flexion caused by impact are determined by means of the expression:

$$\sigma_{d_{\max}} = kd \cdot \sigma_{est_{\max}} \quad (1)$$

where:  $\sigma_{est}$ , is the static stress;  
 $kd$ , is the coefficient of dynamic loads, which in the simplest traditional method (Pisarenko, 1989) is given by the expression.

ello las deflexiones estáticas mediante la aplicación del método de elementos finitos, a partir de lo cual, se calculan los coeficientes de cargas dinámicas empleando métodos tradicionales.

## MÉTODOS

### Fundamentación teórico-metodológica

#### Descripción del sistema mecánico

Como objeto de estudio se empleó un eje de remolque agrícola que soporta una carga equivalente a 20 000 N, compuesto por dos cubos de rueda acoplados a la barra central (Figura 1) sobre los que se acoplan par de neumáticos 7.50-20-6 típicos de máquinas agrícolas (Fig. 2) con sus llantas.

El material del eje estudiado es acero 30 G según GOST, acero 8632 según AISI/SAE 30 Ni Cr Mo 2 K D. Para el caso del neumático, las propiedades mecánicas requeridas para su procesamiento durante el análisis por elementos finitos, fueron determinadas previamente en forma experimental (Flores, et. al., 2010 a).

#### Determinación de los coeficientes de cargas dinámicas

El método empleado para la determinación de los coeficientes de cargas dinámicas, basado en el método de energía, parte del planteamiento de que la energía potencial del cuerpo que impacta ( $m \cdot g \cdot H$ ) se convierte en energía potencial elástica que acumula el cuerpo impactado durante la deformación.

Según la teoría clásica (Pisarenko, 1989) las tensiones dinámicas máximas ( $\sigma_{d_{\max}}$ ) durante la flexión provocada por el impacto se determinan por medio de la expresión:

$$\sigma_{d_{\max}} = kd \cdot \sigma_{est_{\max}} \quad (1)$$

donde:  $\sigma_{est}$ , es la tensión estática;  
 $kd$ , es el coeficiente de cargas dinámicas, que en el método tradicional más sencillo (Pisarenko, 1989) está dado por la expresión:

$$kd = 1 + \sqrt{1 + \frac{2H}{\delta_{est}}} \quad (2)$$

Being:  $\delta_{est}$ , the deflection or displacement of the point of the beam or impacted body (in which it is desired to determine the coefficient of dynamic loads) under the action of the static load (m.g in this case).

In the case under study, the static arrow is taken as the sum of the deflection corresponding to the beam or axis and the deflection of the tire at the point of union with the axis:

$$\delta_{est} = \delta_{est(eje)} + \delta_{est(neum)} \quad (3)$$

The calculation of the tensions, as well as the static deflections in the elements under study, required for the determination of the dynamic load coefficients, was made from the digitized modeling of these elements using computer-aided design tools (CAD) and the determination of displacements through a static analysis using the finite element method (MEF). For their application, the corresponding stages were followed: selecting the type of study, applying properties of the materials involved in the system, establishing boundary conditions (loads, restrictions and contacts between components), creating mesh according to convergence analysis and running the program.

For the determination of the coefficient of dynamic loads, the value obtained from static deflection through finite element analysis is replaced in expression (2), for whose evaluation, a software was developed in Mathcad 2000 Professional support. This software makes it possible to vary the values of the different input data, offering the results, both in tabulated form and graphically. The deflections, both of the axle and of the tire, were determined separately, and then the principle of superposition was applied through the expression (3).

## RESULTS AND DISCUSSION

Figure 2a shows the digitized model of the axle of the agricultural trailer, as well as the mesh configuration

of finite elements applied (Fig. 2c). Mesh size was defined on the basis of a convergence analysis shown in Figure 2b. Convergence analysis shows that from a size of the element close to 40 mm, the convergence of the results occurs.

For an agricultural trailer that has a maximum load capacity of 40 000 N, of them, 20 000 N correspond to each of the two axels and each tire will receive a vertical static load of 10 000N. These loads are applied at the points of the axes on which the structure of the cart rests, indicating with red arrows the applied forces (Fig. 2a) and c)). The type of application utilized for the study is shown in Figure 3, where the red arrows that indicate the point of application of the static load are appreciated. Movement restrictions were applied to the wheel hubs, to determine the deformations of the axle with respect to the point of attachment with the wheel rims.

As for the wheel, Figure 3 shows the meshing performed for the analysis, as well as the places of application of the loads

$$kd = 1 + \sqrt{1 + \frac{2H}{\delta_{est}}} \quad (2)$$

siendo:  $\delta_{est}$ , la deflexión o desplazamiento del punto de la viga o cuerpo impactado (en el que se desea determinar el coeficiente de cargas dinámicas) bajo la acción de la carga estática (m.g en este caso).

En el caso objeto de estudio, la flecha estática se toma como la sumatoria de la deflexión correspondiente a la viga o eje y la deflexión del neumático en el punto de unión con el eje:

$$\delta_{est} = \delta_{est(eje)} + \delta_{est(neum)} \quad (3)$$

El cálculo de las tensiones, así como de las deflexiones estáticas en los elementos objeto de estudio, requeridos para la determinación de los coeficientes de cargas dinámicas, se efectuó a partir de la modelación digitalizada de dichos elementos empleando herramientas de diseño asistido por computadora (CAD) y la determinación de los desplazamientos a través de un análisis estático empleando el método de elementos finitos (MEF), para cuya aplicación fueron seguidas las etapas correspondientes: seleccionar el tipo de estudio; aplicar propiedades de los materiales involucrados en el sistema; establecer condiciones de fronteras (cargas, restricciones y contactos entre componentes); crear mallado según los análisis de convergencia y efectuar la corrida del programa.

Para la determinación del coeficiente de cargas dinámicas, el valor obtenido de deflexión estática mediante el análisis por elementos finitos, se sustituye en la expresión (2), para cuya evaluación se elaboró un software en soporte Mathcad 2000 Professional. Este software posibilita variar los valores de los diferentes datos de entrada, ofreciendo los resultados, tanto en forma tabulada, como gráfica. Las deflexiones, tanto del eje, como del neumático, fueron determinadas por separado, aplicándose seguidamente el principio de superposición a través de la expresión (3).

## RESULTADOS Y DISCUSIÓN

En la Figura 2a se muestra el modelo digitalizado del eje del remolque agrícola, así como la configuración de la malla (Fig. 2c) de elementos finitos aplicada. El tamaño de malla fue definido sobre la base de un análisis de convergencia que se muestra en la Figura 2b. Del análisis de convergencia se aprecia que a partir de un tamaño del elemento cercano a 40 mm, se produce la convergencia de los resultados.

Para un remolque agrícola que posea una capacidad máxima de carga de 40 000 N, al poseer dos ejes le corresponde a cada uno 20 000 N y cada neumático recibirá una carga estática vertical de 10 000N. Estas cargas son aplicadas en los puntos de los ejes en los que se apoya la estructura de la carreta, señalándose con flechas rojas las fuerzas aplicadas (Fig. 2 a y c). El tipo de solicitud aplicada para el estudio se muestra en la figura 3, donde se aprecian las flechas de color rojo que indican el punto de aplicación de la carga estática. Se aplicaron restricciones de movimiento en los cubos de rueda, para determinar las deformaciones del eje con respecto al punto de unión con las llantas.

En cuanto a la rueda, en la figura 3 se muestra el mallado realizado para el análisis, así como los lugares de aplicación de las



and the pressure inside the tire (red color), and the restrictions (green color). The selected option of contact between the wheel rim and the tire was of the welded type. The applied load level was 10,000 N and the air pressure supplied to the rim was selected from 0.3 MPa, coinciding with the recommended value for this load level. A rigid surface was selected for the support surface, which constitutes the most dangerous situation.

cargas y la presión en el interior del neumático (color rojo), y las restricciones (color verde). La opción de contacto entre la llanta y el neumático se seleccionó del tipo soldado. El nivel de carga aplicado fue de 10 000 N y la presión de aire suministrado al neumático se seleccionó de 0.3 MPa, coincidente con el valor recomendado para este nivel de carga. Para la superficie de apoyo se seleccionó una superficie rígida, que constituye la situación más peligrosa.

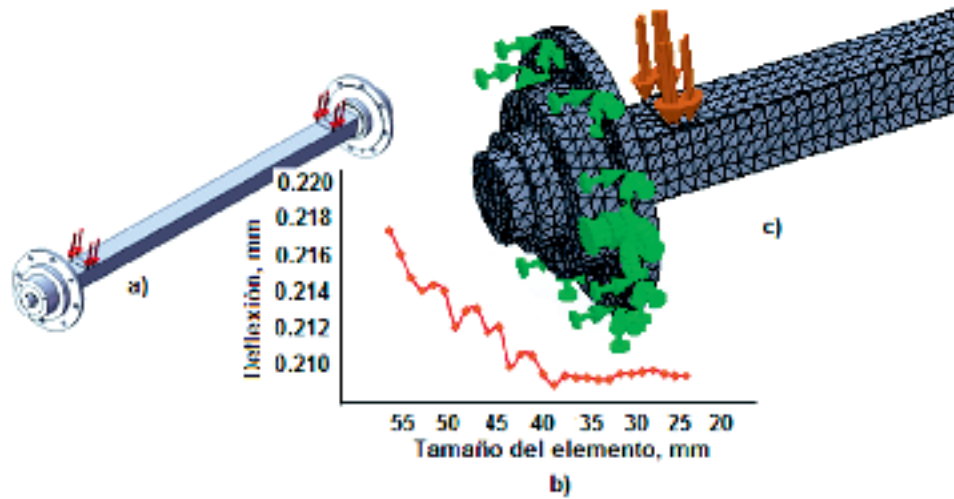


FIGURE 2. Digitization and meshing of the agricultural trailer axle: a) three-dimensional model; b) convergence analysis; c) detail of the finite element mesh restrictions applied to the model  
 FIGURA 2. Digitalización y mallado del eje del remolque agrícola: a) modelo tridimensional; b) análisis de convergencia; c) detalle de la malla de elementos finitos las restricciones aplicadas al modelo.

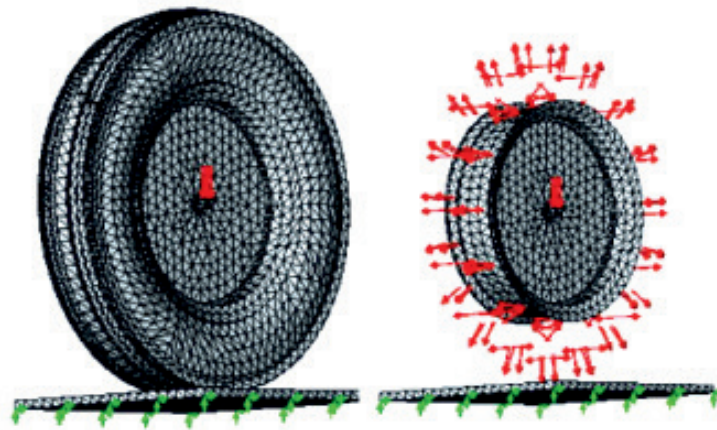


FIGURE 3. Tire model with mesh configuration, applied loads and restrictions.  
 FIGURA 3. Modelo del neumático con la configuración de malla, las cargas aplicadas y las restricciones.

A convergence analysis was applied to the selection of the meshing of the tire-wheel rim assembly. The characteristics of both meshes are shown in Table 1.

Para la selección del mallado del conjunto neumático-llanta se aplicó, al igual que al eje, un análisis de convergencia. Las características de ambas mallas se muestran en la Tabla 1.

TABLE 1. Characteristics of the mesh used for the axle and the wheel rim-tire assembly  
 TABLA 1. Características del mallado empleado para el eje y el conjunto llanta-neumático

	Axis	Wheel rim-tire
Mesh type	Standard. Solid tetrahedral element	Standard. Solid tetrahedral element
Item size	40 mm	30,5 mm

	Axis	Wheel rim-tire
Tolerance	1.374 mm	1,5247 mm
Mesh quality	High order	High order
Total number of nodes	47 276	81 810
Total number of items	16 016	29 493

The distribution of the equivalent stresses of Von Mises for the axis is shown in Figure 4, showing that the maximum static stresses occur at the end of the axis, reaching a maximum value of 9.44 MPa for the applied static load of 20 kN, well below the elastic limit of the material (325 MPa).

La distribución de las tensiones equivalentes de Von Mises para el eje se muestra en la Figura 4, apreciándose que las máximas tensiones estáticas ocurren en el extremo del eje, alcanzando para la carga estática aplicada de 20 kN un valor máximo de 9,44 MPa, muy inferior al límite elástico del material (325 MPa).

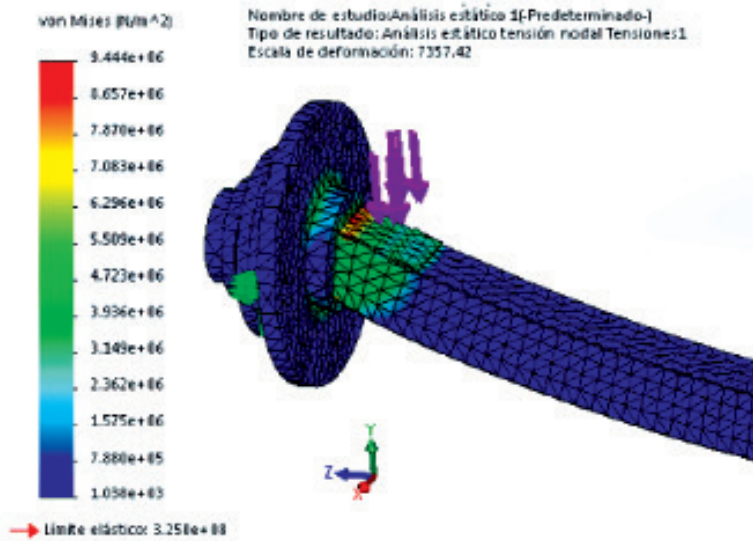


FIGURE 4. Distribution of equivalent stresses of Von Mises on the shaft.  
 FIGURA 4. Distribución de tensiones equivalentes de Von Mises en el eje.

Fig. 5 shows the distribution of deflections in the axis, producing the maximum values (0.0284 mm) in the center of the axis.

La Fig.5 muestra la distribución de deflexiones en el eje, produciéndose los valores máximos (0,0284 mm) en el centro del eje.

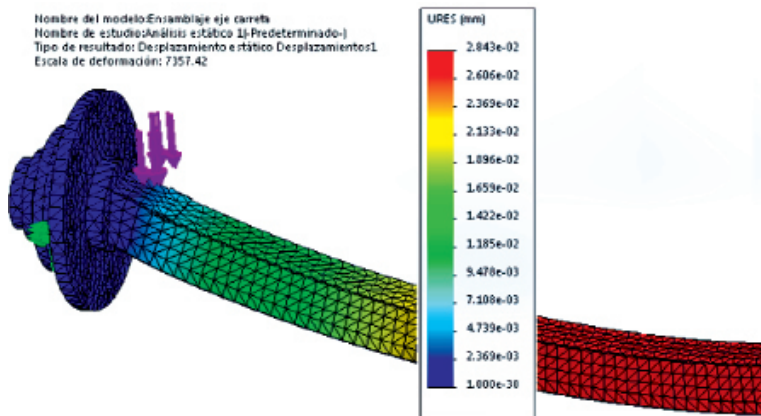


FIGURE 5. Distribution of deflections on the axis.  
 FIGURA 5. Distribución de deflexiones en el eje.

The distribution of the deformations in the wheel, subjected to a static load of 10 kN and an internal pressure of 0.3 MPa, is shown in Figure 6, and it can be seen that, in the area of coupling with the hub of the axle, the deformation reaches 2.55 mm.

La distribución de las deformaciones en la rueda, sometida a una carga estática de 10 kN y una presión interna de 0,3 MPa, se muestra en la Figura 6, pudiendo apreciarse que en la zona de acople con el cubo del eje, la deformación alcanza 2,55 mm.

The distribution of stresses and deformations along the axis for a static load of 20 kN is shown in Figure 7.

In the figure it can be seen, both, the deflections on the axle (expressed in tenths of mm), and the total deflections (in mm) that take into account the sum of the deflections of the tire and those of the axle.

En la Figura 7 se muestra la distribución de tensiones y deformaciones a lo largo del eje para una carga estática de 20 kN. En la figura se puede apreciar, tanto las deflexiones en el eje (expresadas en décimas de mm), como las deflexiones totales (en mm) que tienen en cuenta la sumatoria de las deflexiones del neumático y las del eje.

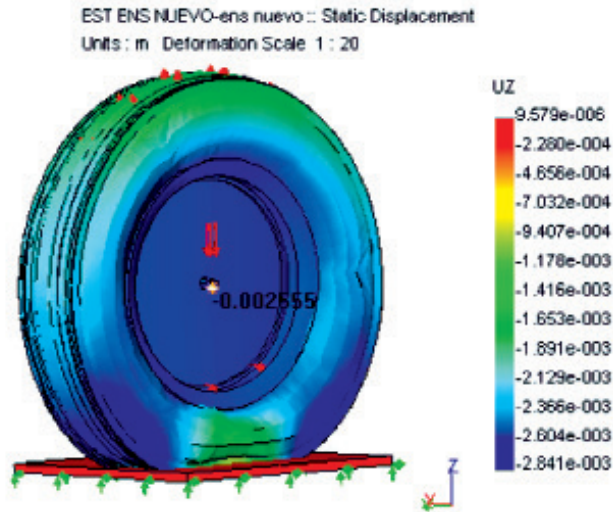


FIGURE 6. Distribution of deformations in the wheel.  
FIGURA 6. Distribución de las deformaciones en la rueda.

As it can be seen, the maximum deflections occur in the center of the beam, where the tensions are minimal. The minimum total deflections (2,556 mm), which cause the maximum dynamic load coefficients (according to expression 2), coincide with the point of maximum tensions, so it is undoubted that, also from the dynamic point of view, the most dangerous point coincides with the ends of the axis where the Von Mises tension under static load reaches 9.44 MPa.

Como se aprecia, las deflexiones máximas ocurren en el centro de la viga, donde las tensiones son mínimas, mientras que las deflexiones totales mínimas (2,556 mm), que provocan los máximos coeficientes de cargas dinámicas (de acuerdo a la expresión 2), coinciden con el punto de máximas tensiones, por lo que es indudable que, también desde el punto de vista dinámico, el punto más peligroso coincide con los extremos del eje donde la tensión de Von Mises bajo carga estática alcanza 9,44 MPa.

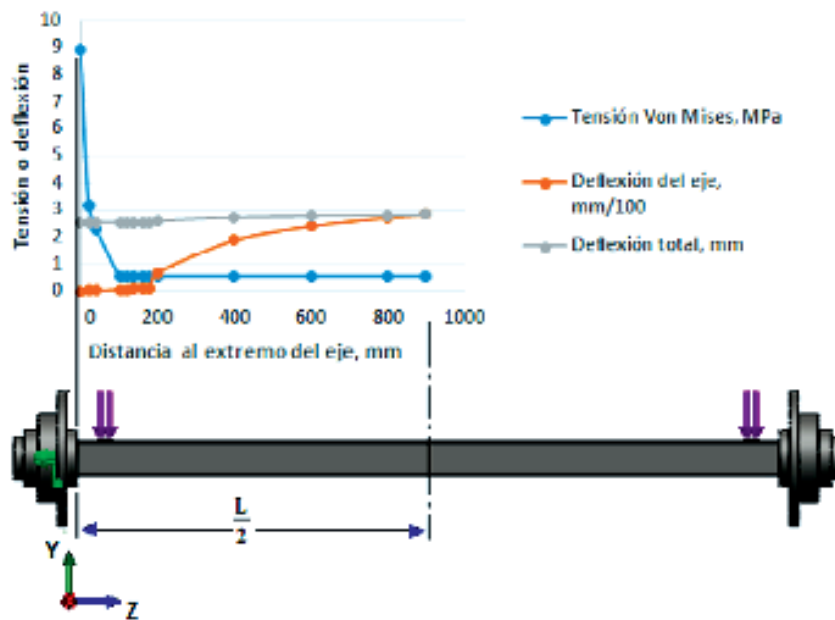


FIGURE 7. Variation of tensions and deflections along the axis.  
FIGURA 7. Variación de las tensiones y deflexiones a lo largo del eje.

Table 2 shows the values of the tensions and deflections along the axis, and it can be seen that the deflections of the axle are extremely small in relation to the deflections caused by the tires.

La Tabla 2 muestra los valores de las tensiones y deflexiones a lo largo del eje, pudiendo apreciarse que las deflexiones del eje son en extremo pequeñas con relación a las deflexiones que provocan los neumáticos.

TABLE 2. Tensions and deflections along the axis  
TABLA 2. Tensiones y deflexiones a lo largo del eje

Distance from the shaft end, mm	Shaft deflection, mm	Wheel deflection, mm	Total deflection, mm	Static Tension of Von Mises, $\sigma$ est., MPa.	Kd (axis + wheel) para H=200 mm	kd (axis) for H = 200 mm	Dynamic tension $\sigma$ din (a + w), MPa	Dynamic tension $\sigma$ din (a), MPa
0	0,014	25,555	2,556	9,444	13,548	168,830	127,950	1594,5
20	0,026	25,555	2,557	3,211	13,545	123,860	43,495	397,72
40	0,037	25,555	2,558	2,271	13,542	104,140	30,756	236,51
100	0,070	25,555	2,562	0,557	13,534	76,384	7,538	42,546
120	0,080	25,555	2,563	0,568	13,532	71,717	7,686	40,735
140	0,088	25,555	2,563	0,568	13,530	68,123	7,685	38,693
160	0,097	25,555	2,564	0,568	13,528	65,026	7,684	36,934
180	0,106	25,555	2,565	0,568	13,526	62,379	7,682	35,431
200	0,704	25,555	2,625	0,568	13,383	24,850	7,601	14,115
400	1,880	25,555	2,743	0,568	13,117	15,620	7,450	8,872
600	2,410	25,555	2,796	0,568	13,002	13,921	7,385	7,907
800	2,730	25,555	2,828	0,568	12,934	13,145	7,347	7,466
896	2,840	25,555	2,839	0,568	12,911	12,909	7,333	7,332

The table also shows the calculation of the dynamic load coefficients for a drop height of the cart with the undercarriage H = 200 mm. For this height of impact, if the wheels and the soil were rigid, the coefficient of dynamic loads kd (axle) would reach the value of 168.83 at the end of the axles, when the dynamic tension reached a value of  $\sigma$  din (a) = 1594.5 MPa, five times higher than the elastic limit of the shaft material. However, with the damping effect of the tire the dynamic load coefficient, for the same drop height, decreases to a kd (axis + well)=13,548, reaching the dynamic tension  $\sigma$  din (a + w) = 127.95 MPa, lower than the elastic limit with a safety coefficient of n = 2.5.

En la tabla se aprecia asimismo el cálculo de los coeficientes de cargas dinámicas para una altura de caída de la carreta con el tren de rodaje H = 200 mm. Para esta altura del impacto, si las ruedas y el piso fueran rígidos, el coeficiente de cargas dinámicas kd(eje) alcanzaría el valor de 168,83 en el extremo de los ejes, alcanzado la tensión dinámica un valor de  $\sigma$  din(e)=1594,5 MPa, cinco veces superior al límite elástico del material del eje. Sin embargo, con el efecto amortiguador del neumático el coeficiente de cargas dinámica, para la misma altura de caída, disminuye a kd(eje+ru)=13,548, alcanzando la tensión dinámica  $\sigma$  din (e+r)=127,95 MPa, inferior al límite elástico con un coeficiente de seguridad de n = 2,5.

## CONCLUSIONS

- By combining the energy method and the analysis of stresses and deformations using the finite element method, the structural evaluation of the agricultural trailer axle subjected to impact loads was achieved, with a low computational requirement;
- For a free fall height of the cart of 200 mm, with a load of 20 kN on each axle, if the wheels were rigid, an excessively high dynamic load coefficient would occur, causing to exceed in more than five times the elastic limit of the shaft material;
- An impact height of that same level can be damped by the tires, without using other damping means (springs), with a safety coefficient of 2.5;

## CONCLUSIONES

- Mediante la combinación del método de energía y el análisis de tensiones y deformaciones empleando el método de los elementos finitos, se logró la evaluación estructural del eje de remolque agrícola sometido a cargas de impacto, con un bajo requerimiento computacional;
- Para una altura de caída libre de la carreta de 200 mm, con una carga de 20 kN sobre cada eje, si las ruedas fueran rígidas se produciría un coeficiente de cargas dinámicas excesivamente alto, provocando exceder en más de cinco veces el límite elástico del material del eje;
- Una altura del impacto de ese mismo nivel, puede ser amortiguada por los neumáticos, sin necesidad de emplear otros medios de amortiguación (ballestas o resortes), con un coeficiente de seguridad de 2,5;



## ACKNOWLEDGEMENTS

The development of this research is gratefully acknowledged to the National Council of Science and Technology (CONACYT) for its support for professional development and scientific improvement. To the Chapingo Autonomous University for becoming part of the group of students and to the Agrarian University of Havana for my professional training.

## AGRADECIMIENTOS

Se agradece el desarrollo de esta investigación al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) por su apoyo al desarrollo profesional y a la superación científica. A la Universidad Autónoma Chapingo por hacerme parte del colectivo de estudiantes y a la Universidad Agraria de La Habana por mi formación profesional.

## REFERENCES / REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- FLORES, M.R.; MARTÍNEZ, R.A.; DÁVILA G, A. Determinación de propiedades físico-mecánicas del material componente de un neumático de tractor. *Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias*, 19(3): 57-61, 2010 a, ISSN: 2071-0054. 16.
- FLORES, M.R.; MARTÍNEZ, R.A.; VALERIO, P.S.G.; ABADÍA, S.R.; LENIN, V.; DÁVILA, G.A.I.: "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): 10-16, 2010 b, ISSN: 1010-2760, e-ISSN: 2071-0054. 16.
- GIN, B.C.; MANIKANDAN, P.: "Low velocity impact response of fibre-metal laminates—A review", *Composite Structures*, 107: 363-381, 2014, ISSN: 0263-8223, DOI: 10.1016/j.compstruct.2013.08.003.
- KONG, Y.S.; ABDULLAH, S.; OMAR, M.Z.; HARIS, S.M.: "Failure assessment of a leaf spring eye design under various load cases", *Engineering Failure Analysis*, 63: 146-159, 2016, ISSN: 1350-6307, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2016.02.017>.
- KUMAR, K.; AGGARWAL, M.L.: "Optimization of Various Design Parameters for EN45A Flat Leaf Spring", *Materials Today: Proceedings*, 4(2): 1829-1836, 2017, ISSN: 2214-7853, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2017.02.026>.
- LEE, H.J.; GARD, K.: "Vehicle-soil interaction: testing, modeling, calibration and validation", *Journal of Terramechanics*, 52: 9-21, 2014, ISSN: 0022-4898, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2013.12.001>.
- LI, Z.; DICECCO, S.; ALTENHOF, W.; THOMAS, M.; BANTING, R.; HU, H.: "Stress and fatigue life analyses of a five-piece rim and the proposed optimization with a two-piece rim", *Journal of Terramechanics*, 52: 31-45, 2014, ISSN: 0022-4898.
- MARTÍNEZ, R.A.; FLORES, M.R.; SAMÁ, M.J.: "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, ISSN: 1010-2760, e-ISSN: 2071-0054.
- PANEQUE, R.P.; LÓPEZ, C.G.; MAYANS, C.P.; MUÑOZ, G.F.; GAYTÁN, R.J.G.; ROMANTCHIK, K.E.: *Fundamentos Teóricos y Análisis de Máquinas Agrícolas*, Ed. Universidad Autónoma Chapingo, vol. 1, Chapingo, Texcoco, México, 456 p., 2018, ISBN: 978-607-12-0532-2.
- REINA, G.; MILELLA, A.; GALATI, R.: "Terrain assessment for precision agriculture using vehicle dynamic modelling", *Biosystems engineering*, 162: 124-139, 2017, ISSN: 1537-5110, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2017.06.025>.
- ROMERO, J.A.; LOZANO, G.A.A.; OBREGÓN, B.S.A.; BETANZO, Q.E.: "A plane model of the interaction of a vehicle with the road infrastructure", *Advances in Engineering Software*, 117: 46-58, 2018, ISSN: 0965-9978, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.advengsoft.2017.03.007>.
- SINGH, N.K.; SINGH, K.K.: "Review on impact analysis of FRP composites validated by LS-DYNA", *Polymer Composites*, 36(10): 1786-1798, 2015, ISSN: 0272-8397, DOI: 10.1002/pc.23064.
- UNTAROIU, D.C.; YUE, N.; SHIN, J.: "A finite element model of the lower limb for simulating automotive impacts", *Annals of biomedical engineering*, 41(3): 513-526, 2013, ISSN: 0090-6964, DOI: 10.1007/s10439-012-0687-0.
- XU, L.; ZHAI, W.: "Stochastic analysis model for vehicle-track coupled systems subject to earthquakes and track random irregularities", *Journal of Sound and Vibration*, 407: 209-225, 2017, ISSN: 0022-460X, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2017.06.030>.

Raudel Flores-Moreno, Estudiante de doctorado, Universidad Autónoma Chapingo, Posgrado en Ingeniería Agrícola y Uso Integral del Agua, Carretera México- Texcoco km 38.5, Chapingo, Texcoco, México, C.P. 56230, MÉXICO. e-mail: [raudelfm2014@gmail.com](mailto:raudelfm2014@gmail.com)

Arturo Martínez Rodríguez, Profesor Titular, Universidad Agraria de La Habana (UNAH), Facultad de Ciencias Técnicas, Centro de Mecanización Agropecuaria (CEMA), San José de las Lajas, Mayabeque, La Habana, Cuba, C.P. 32700, e-mail: [arturo@unah.edu.cu](mailto:arturo@unah.edu.cu)

Gilberto de Jesús López-Canteñs, Profesor Titular, Universidad Autónoma Chapingo (UACH), Departamento de Ingeniería Mecánica Agrícola (DIMA), km 38.5 carr. México- Texcoco. CP 56230, Chapingo, Texcoco, Estado de México, e-mail: [alelopez10@hotmail.com](mailto:alelopez10@hotmail.com).

Eugenio Romantchik-Kriuchkova, Profesor Titular, Universidad Autónoma Chapingo (UACH), Departamento de Ingeniería Mecánica Agrícola (DIMA), km 38.5 carr. México- Texcoco. CP 56230, Chapingo, Texcoco, Estado de México, e-mail: [eugenio.romantchik@gmail.com](mailto:eugenio.romantchik@gmail.com).

Pedro Ramón Mayans-Céspedes, Profesor Titular, Universidad Autónoma Chapingo (UACH), Departamento de Ingeniería Mecánica Agrícola (DIMA), km 38.5 carr. México- Texcoco. CP 56230, Chapingo, Texcoco, Estado de México, [mayans@correo.chapingo.mx](mailto:mayans@correo.chapingo.mx).

Geisy Hernández-Cuello, Inv. Auxiliar, Universidad Agraria de La Habana (UNAH), Centro de Mecanización Agropecuaria (CEMA), San José de las Lajas, Mayabeque, La Habana, Cuba, C.P. 32700, e-mail: [geisyh@unah.edu.cu](mailto:geisyh@unah.edu.cu)

The authors of this work declare no conflict of interests.

This item is under license Reconocimiento-NoComercial de Creative Commons 4.0 Internacional (CC BY-NC 4.0).

The mention of trademarks of specific equipment, instruments or materials is for identification purposes, there being no promotional commitment in relation to them, neither by the authors nor by the publisher.