

Carros jaula ferroviarios: determinación de un escalón en diámetro para el reacondicionamiento de sus ejes

Railroad cars for sugar cane transportation: determination of a new level of reconditioning to extend its life

Luís Orlando Martín-Carvajal, Asdrúbal García-Domínguez, Raide Alfonso González-Carbonell, Enrique Calzadilla-Méndez, Jesús Hernández-de la Torre

Universidad de Camagüey Ignacio Agramonte Loynaz. Facultad de Electromecánica. Camagüey, Cuba
Correo electrónico: luis.martin@reduc.edu.cu

Recibido: 20 de febrero de 2012 Aceptado: 12 de octubre de 2012.

Resumen

El transporte por ferrocarril de caña constituye una variante económica y Cuba cuenta con la infraestructura vial para este fin. El trabajo tiene el objetivo de incrementar la vida útil del eje de los carros jaula, usados en el transporte de la caña de azúcar, a partir de escalones en diámetro para el reacondicionamiento en sus muñones. Se determinó el diámetro mínimo permisible en la zona del muñón para las condiciones más severas de explotación a las que se expone el eje. El cálculo se realizó según las normas ferroviarias, basado en las ecuaciones clásicas de resistencia de los materiales, además del cálculo de tensional y deformacional utilizando el Método de Elementos Finitos. Los resultados permiten concluir que la propuesta de establecer el diámetro mínimo de 95,25 mm cumple con las condiciones necesarias de resistencia, obteniéndose un coeficiente de reserva dentro del rango establecido por las normas ferroviarias.

Palabras claves: ferrocarril, eje, muñón, elementos finitos.

Abstract

The railway transportation of sugar cane is an economic variant and Cuba has the railroad infrastructure for this purpose. This paper deals with the shaft exploitation period increasing for the sugar cane cars, by obtaining a new reduced dimension in the stump diameter, under the most hard exploitation conditions. The calculation was carried out according to the railway standards, based on the Strength of Materials classic equations. The tensional and deformational level was also obtained, by using the Finite Element Method. The authors conclude that the minimal proposed diameter 95,25 mm responds to the necessary strength conditions, with a security coefficient, according to the required railway standards.

Key words: railroad, shaft, stump, finite element.

Introducción

El ferrocarril ha sido empleado históricamente para el transporte de carga y pasajeros. Cuba cuenta con gran tradición ferroviaria al ser el primer país en Iberoamérica en el uso del ferrocarril y sexto a nivel mundial [1]. Sus características geográficas: un país largo y estrecho con predominio de las zonas llanas, unido a que el transporte de cargas por ferrocarril es la variante más económica, propició la instalación de una extensa infraestructura vial, diseminada por todo el territorio.

En Cuba se emplean los denominados carros jaula para el transporte de caña, los cuales tienen una capacidad de 40 t. Su velocidad de traslación es inferior a los 60 km/h y emplean cojinetes de deslizamiento en el sistema de rodamiento. Estos cojinetes son más baratos que los de rodadura y tienen una vida útil suficientemente prolongada. Cada vehículo posee cuatro ejes y ocho cojinetes de deslizamiento, por lo que se comprende que el mantenimiento de estos pares de fricción constituye un problema de gran influencia en el costo de reparación y mantenimiento.

Los estudios recientes van encaminados al incremento de las velocidades de desplazamiento de los equipos [2]. Sin embargo, la información referente al desarrollo tecnológico de transportación de grandes cargas o especializadas a baja velocidad se encuentra limitada.

Los ejes se usan hasta que en la zona donde se encuentra el par de fricción, conocida como muñones, aparecen defectos superficiales que provocan su desmontaje y reparación [3]. La reparación más común consiste en cilindrar los muñones, en un torno horizontal convencional, hasta que desaparecen los defectos superficiales y se acoplan a un cojinete nuevo o reparado. [4] Esto se traduce en la reducción del diámetro en la zona del muñón.

El aumento de la vida útil del par de fricción eje-cojinete de deslizamiento de los carros jaula para el transporte ferroviario de la caña de azúcar constituye un problema de gran interés y actualidad en el sector azucarero de nuestra economía. Su solución representa un aporte científico novedoso en el tema de los pares de fricción eje – cojinete de deslizamiento.

En los patios de los talleres ferroviarios de nuestro país se encuentran disponibles un número significativo de ejes con defectos superficiales en los muñones. Como es conocido los ejes están sujetos a la acción de cargas cíclicas que provocan la aparición de grietas que conducen al fallo por fatiga. [5, 6, 7, 8, 9] Luego de la defectación primaria mediante ensayos no destructivos, es posible comprobar la presencia o no de grietas internas. De ser favorable, entonces es posible realizar su reacondicionamiento para recuperar la forma geométrica de los muñones, su calidad superficial y con nuevas y adecuadas dimensiones retornarlo a explotación.

El objetivo del trabajo es determinar un escalón, en diámetro, para el reacondicionamiento de los ejes, de manera que se pueda extender su vida útil. Para lograr este objetivo se emplearán los métodos clásicos de cálculo de elementos sometidos a resistencia compuesta y los cálculos a la fatiga del eje para el nuevo diámetro propuesto y por último el cálculo por el método de elementos finitos como comparación y base para la comprobación de los resultados.

Materiales y Métodos

Los ejes se clasifican según las dimensiones originales de la zona del muñón. Según la norma de la Asociación Americana de Ferrocarriles, en sus siglas en inglés AAR, los ejes analizados en el trabajo se clasifican como 4 1/4x8, para un diámetro de 107.95 mm y una longitud de 203.2 mm.

Para el cálculo del eje, tanto por el método clásico de resistencia, fatiga y el método de elementos finitos, se define el modelo de cargas, el que está compuesto por las cargas y condiciones de contorno o reacciones en los apoyos. El modelo constituye una simplificación del problema real y mientras más preciso sea, los resultados serán más confiables. [10]

Es conocido que sobre el eje actúa un sistema de cargas compuesto. Para los cálculos se considera que sobre el eje actúan cargas verticales y se desprecia el efecto de las cargas horizontales, longitudinales y torsionales. El efecto de las cargas verticales es el que predomina en el funcionamiento del carro jaula.

Las fuerzas verticales producto del peso tienen un carácter dinámico. Según Jérez [4] en tramos rectos de vía se considera que la carga se distribuye simétricamente sobre los pares de ruedas, mientras que en los tramos curvos se recarga la rueda que circula por el carril exterior mientras que se descarga la del interior.

La fuerza vertical que se aplica en la rueda exterior en los tramos curvos es superior a la de tramos rectos, por lo que estas magnitudes de carga serán empleados en los cálculos.

Como se indica en la figura 1, en la mitad de la zona de los muñones actúan las reacciones en los apoyos (color rojo), producto del contacto del muñón con el eje del vehículo; en la mitad de la zona del asiento de las ruedas se aplican las fuerzas causadas por el peso del vagón (color azul).



Fig. 1. Modelo de cargas empleado en el cálculo de la resistencia del eje del carro jaula

En la tabla 1 se muestran las magnitudes de las reacciones producto de las fuerzas verticales según el tramo de vía, de acuerdo a lo que se establece por las Normas Ramales de los Ferrocarriles de Cuba.

Tabla 1. Magnitudes de las fuerzas verticales según la característica de la vía

Parámetro	Resultado
Fuerza vertical (Reacción) sobre el eje en tramos rectos	56,095 kN
Fuerza dinámica (Reacción) sobre el muñón más cargado.	155.798 kN
Momento flector en la mitad de la sección del muñón más cargado	15.829 kN.m

En el caso del tramo recto, el eje se comporta como un elemento simétrico, por lo que las fuerzas verticales, producto del peso (zona de los asientos de la figura 1), son iguales a las reacciones en los apoyos (en la zona de los muñones). Para los tramos curvos fue necesario aplicar las condiciones de equilibrio para determinar la reacción en el muñón más cargado.

Por otra parte, el propio Jérez [4] establece que para garantizar la resistencia de ejes se deben calcular los diámetros de tres secciones diferentes: en la zona media del muñón, en la zona media del asiento de las ruedas y en el centro del eje. El diámetro que se requiere calcular corresponde a la zona media de los muñones y el resto de los diámetros permanecen iguales, por lo que los autores decidieron realizar los cálculos solo para el diámetro del muñón. El cálculo se fundamenta además en la suposición de que es la zona del muñón donde se encuentran las mayores tensiones y por tanto el mayor peligro de la falla del eje.

De la condición de resistencia de materiales para elementos sometidos a flexión se tiene que:

$$\sigma = \frac{Mf}{Wx} \leq [\sigma] \quad (1)$$

donde:

Mf es el momento flector

Wx es el módulo a la flexión

$[\sigma]$ tensión permisible

Para materiales dúctiles como es el caso de los ejes de carros jaula, la tensión permisible se determina como:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_f}{\eta} \quad (2)$$

Donde

σ_f es el límite de fluencia o proporcionalidad del material

η es el coeficiente de reserva, que se debe encontrar en el rango (1,3 - 3)

Como la sección transversal es circular, el módulo a la flexión se determina como:

$$Wx = \frac{\pi}{32} d^3 \quad (3)$$

Luego, sustituyendo (2) en (1) y despejando d se tiene que:

$$d \geq 3 \sqrt{\frac{32 \cdot Mf}{\pi \cdot [\sigma]}} \quad (4)$$

Las fuerzas verticales consideradas tienen además un carácter cíclico, por lo que existe el peligro de que el eje falle producto del daño acumulado por la fatiga del material [5-9]. En el cálculo del coeficiente de reserva que tiene la pieza a la fatiga tiene gran importancia la naturaleza del ciclo de cargas. Se selecciona que las fuerzas siguen un comportamiento de ciclo simétrico. En correspondencia con lo anterior, la tensión límite de fatiga se determina a partir de la ecuación 5

$$\sigma_{-1f} = 0,43 \cdot \sigma_p \quad (5)$$

El acabado superficial influye significativamente en el límite de fatiga. Se decidió emplear el método de rodillado como tratamiento mecánico con deformación plástica superficial para introducir tensiones residuales a compresión. Para ello se emplea el dispositivo desarrollado por [11] Con este método, además de obtener mayor acabado superficial, se retarda la posible aparición de grietas superficiales y la consiguiente elevación de la resistencia a la fatiga. [9] Las superficies obtenidas por este método facilitan la lubricación.

La ecuación 6 tiene en cuenta estos elementos y se emplea para determinar el coeficiente de reserva a la fatiga.

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma \cdot \sigma_a}{\varepsilon_\sigma \cdot \beta_K} + \psi_\sigma \sigma_m} \quad (6)$$

Donde:

$$K_\sigma = 1 + q_\sigma (\alpha_\sigma - 1) \quad (7)$$

q_α : es el factor de sensibilidad del material.

α_σ : es el factor teórico de concentración de tensiones.

ε_σ : es el factor de tamaño.

β_K : es el factor que tiene en cuenta el estado de la superficie (se selecciona acorde con el método de rodillado).

ψ_σ : es el factor de sensibilidad a los ciclos asimétricos.

A partir de los diagramas que aparecen en la literatura que aborda el tema se pueden determinar estos coeficientes. [5, 9].

Por último se realiza la comprobación de la pieza por el Método de los Elementos Finitos (MEF). En esta investigación se empleó el SolidWorks 2010 con su complemento CosmosWorks.

En la comprobación de la pieza por el MEF se utilizó el mismo modelo de cargas usado en los cálculos de resistencia clásica, así como las propiedades mecánicas del material. Se emplea además el modelo geométrico con las dimensiones reales del eje.

Resultados y Discusión

Según [5] el límite de fluencia o proporcionalidad del material es $\sigma_f = 360 \cdot MPa$, tomando como coeficiente de reserva 1,4, de la ecuación (2) se obtiene que $[\sigma] = 257,14 \cdot MPa$.

Por tanto, al sustituir $[\sigma]$ y Mf en (2) se obtiene que el diámetro mínimo en la zona media del muñón es 85.59 mm. Los autores decidieron seleccionar como diámetro del escalón menor a usar el de $d = 95,25$ mm y manteniendo la misma longitud de 203.2 mm. Esta dimensión se encuentra definida por las normas AAR para muñón 3 3/4 x 8.

Una vez determinado el diámetro del muñón y estandarizado según las normas AAR, se realizó la comprobación del eje siguiendo los criterios de acumulación de daño por fatiga.

Según [5] el límite de resistencia a la tracción se encuentra en los límites $\sigma_p = (610 - 750) \text{ MPa}$. Se seleccionó la magnitud inferior del rango, para obtener la menor dimensión de cálculo del coeficiente de reserva a la fatiga para desprestigiar errores de aproximación de las ecuaciones. Sustituyendo en (6) se obtiene que:

$$\sigma_{-1f} = 262,3 \text{ MPa}$$

Al consultar las magnitudes del límite de fatiga del acero AISI 1045 que se establece en [9], $\sigma_{-1} = 260 \text{ MPa}$ se puede apreciar que el calculado se encuentra muy próximo. De la misma manera se comprueba que el límite obtenido se encuentra en el rango que establece [7] $\sigma_{-1} = (250 - 340) \text{ MPa}$.

Los coeficientes de las ecuaciones 6 y 7 se determinaron en [8, 10]:

$$\psi_\sigma = 0,125$$

$$\alpha_\sigma = 1,32$$

$$q_\alpha = 0,38$$

Luego, sustituyendo q_α y α_σ en la ecuación 7 se obtiene:

$$K_\sigma = 1 + 0,38(1,32 - 1) = 0,44$$

$$\varepsilon_\sigma = 0,63$$

$$\beta_K = 0,82$$

Al tener las cargas un comportamiento según un ciclo simétrico y $d = 95,25 \text{ mm}$, entonces:

$$\sigma_{\max} = -\sigma_{\min} = \frac{M_1}{Wx} = \frac{1582,9 \cdot \text{kN} \cdot \text{cm}}{77,77 \cdot \text{cm}^3} = \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} = 203,5 \cdot \text{MPa}$$

$$\text{Donde: } Wx = \frac{\pi}{32} \cdot d^3 = \frac{\pi}{32} \cdot (9,525 \cdot \text{cm})^3 = 77,77 \cdot \text{cm}^3$$

La amplitud de las tensiones del ciclo simétrico σ_a y la tensión media σ_m se determinan según:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{203,5 \cdot \text{MPa} - (-203,5 \cdot \text{MPa})}{2} = 203,5 \cdot \text{MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{203,5 \cdot \text{MPa} + (-203,5 \cdot \text{MPa})}{2} = 0$$

Sustituyendo los coeficientes en la ecuación (6)

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma \cdot \sigma_a}{\varepsilon_\sigma \cdot \beta_K} + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{260 \cdot \text{MPa}}{\frac{0,44 \cdot 203,5 \cdot \text{MPa}}{0,63 \cdot 0,82} + 0,125 \cdot 0} = 1,48$$

El coeficiente de reserva obtenido para el escalón del muñón 1,48, considerando el diámetro como 95,25 mm, se encuentra entre los parámetros recomendados 1,3 – 3,0 según la norma AAR y es mayor que el coeficiente seleccionado para el cálculo del diámetro mínimo 1,4. Por tanto, se puede afirmar que el diámetro mínimo se ajusta a lo que exige la norma de seguridad ferroviaria.

Es importante destacar que en el cálculo se han tomado las condiciones de máxima carga para un muñón: como son las acciones provocadas por las fuerzas centrífugas cuando el vagón se desplaza por la curva; las cargas del viento; irregularidades de la vía y todas las cargas estáticas que se asumen como concentradas en el centro de masa del vagón de carga. Se han hecho coincidir todos los factores físicos al mismo tiempo. Sin embargo, bajo condiciones normales de explotación ferroviaria existe baja probabilidad de que coincidan a la vez todos estos factores y con sus valores máximos.

Por último, se realizó la comprobación del eje por el MEF. Se ha demostrado que el tamaño y forma de elementos tiene una influencia significativa sobre los resultados [7, 8, 12]. El tetraedro de 10 nodos (TETRA10) es capaz de cubrir todo el volumen, por lo que solo se analizará la influencia del tamaño de elemento sobre las tensiones.

Como se muestra en la tabla 2, a partir del tamaño del elemento de 35 mm se observa una disminución del por ciento de diferencia entre dos análisis sucesivos por debajo de $\pm 5 \%$, lo que se puede considerar que no es significativo y por tanto adecuado desde el punto de vista ingenieril. Se decide tomar elementos de tamaño 30 mm para el análisis, basado en que: la diferencia existente entre los elementos de 35 y 30 mm es de 0,05 % y entre 30 y 25 mm de 2,21 %; el valor de tensión obtenido es aproximadamente el valor medio entre el valor máximo y el mínimo obtenido en las corridas.

La diferencia entre tensiones se determina según: $dif = \frac{Valor1 - Valor2}{Valor1} \cdot 100\%$

Tabla 2. Tensiones, deformaciones y desplazamientos según tamaño de los elementos

Tamaño (mm)	Tensión (MPa)	Deformación unitaria	Desplazamiento (mm)	Diferencia entre tensiones (%)
45 / 2,25	193,3	8,12 e-004	7,37e-001	
40 / 2,00	206,8	8,67e-004	2,910	-6,98
35 / 1,75	198,9	8,34e-004	2,791	3,82
30 / 1,50	198,8	8,34e-004	1,767	0,05
25 / 1,25	194,4	7,94e-004	5,110	2,21
20 / 1,00	190,2	7,98e-004	8,59 e-001	2,16

Como se muestra en la figura 2, el cambio de sección del muñón es donde se encuentran las mayores tensiones. Este resultado confirma las suposiciones tomadas en consideración en los cálculos del diámetro mínimo y de comprobación a la fatiga por el método de resistencia clásica. La tensión equivalente máxima alcanza 198,9 MPa en el nodo 40632, la cual es inferior al límite de fluencia del material.

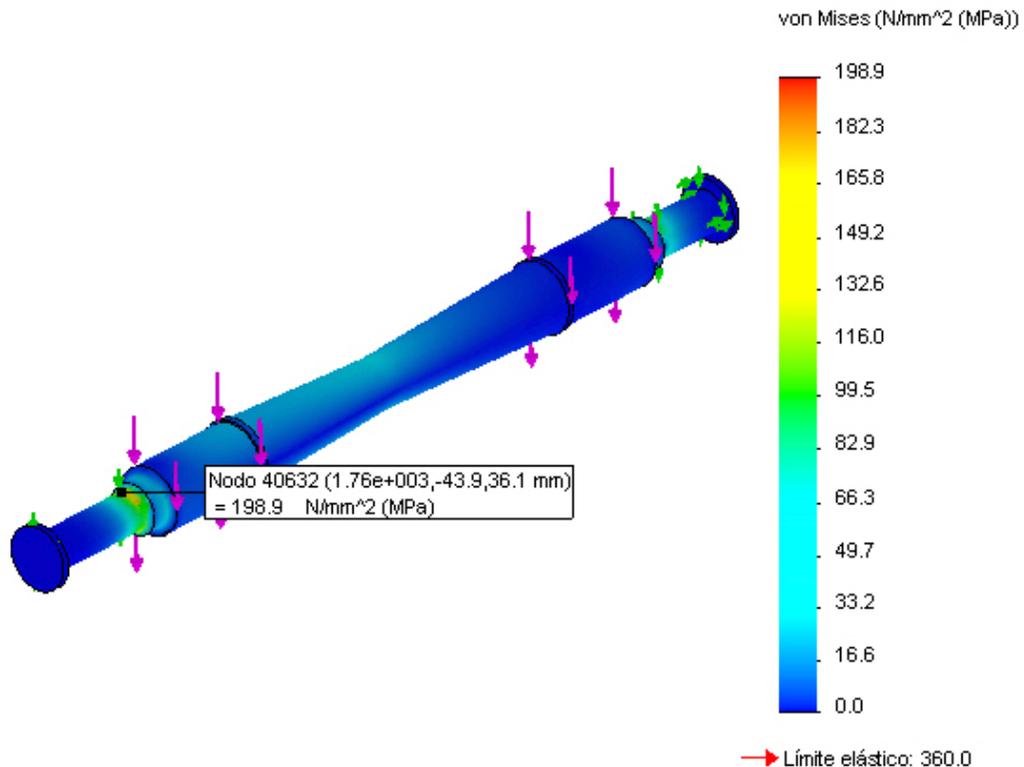


Fig. 2. Resultado del análisis tensional: tensión máxima 198,9 MPa

El coeficiente de reserva que posee la pieza en esta zona es de 1,8. Esta magnitud es ligeramente superior al obtenido en el cálculo de fatiga 1,48 y del considerado en el cálculo del diámetro mínimo del muñón 1,4, lo cual es favorable. La diferencia está dada a que el MEF realiza el cálculo de los estados tensionales de los 40707 nodos de los 26355 elementos obtenidos en el mallado. El coeficiente de seguridad que se obtiene se encuentra en el rango de (1,3 a 3) y se comprueba también por este método que el eje resiste la acción de las cargas definidas en el modelo.

Conclusiones

- 1- Se comprobó que el escalón mínimo seleccionado con un diámetro del muñón del eje, 95.25 mm, es inferior al diámetro mínimo necesario para satisfacer la resistencia del eje: 85,59 mm, calculado a partir de las cargas actuantes.
- 2- El diámetro de escalón mínimo seleccionado cumple con las condiciones de resistencia necesarias para el caso de máxima carga en el muñón, tanto en el cálculo de resistencia clásica como por el MEF, obteniéndose coeficientes de reserva de resistencia comprendidos en el rango aconsejado por las normas internacionales.
- 3- En el análisis por el MEF se obtuvo que el cambio de sección del muñón es donde se encuentran las mayores magnitudes de tensiones (198,9 MPa). Este resultado confirma las suposiciones tomadas en consideración en los cálculos del diámetro mínimo y de comprobación a la fatiga por el método de resistencia clásica.

Referencias

1. Palet, M. "La restauración como actor principal de la revalorización del espacio local. La Habana Vieja, patrimonio vivo". *Memorias*. 2007, vol. 6 [Consultado el: 22 de junio de 2011]. Disponible en: <http://rcientificas.uninorte.edu.co/index.php/memorias/article/view/320/148>. ISSN 1794-8886.
2. Oliveros, F., Rodríguez, M. y Megía, M. *Tratado de explotación de ferrocarriles I*. Madrid: Ruedas, 2012. ISBN 84.7207.015.8.
3. Estrada, R. *Construcción y reparación del truck*. La Habana: Pueblo y Educación 1983.
4. Jerez, A. *Construcción, Cálculo y Reparación de Vagones*. La Habana: Editorial Científico Técnica, 1981.
5. Pisarenko, G. S. *Manual de resistencia de los materiales*. Moscú: Mir, 1989. p. 181–187. ISBN 5-03-000874-8.
6. Rodríguez, M., López, F. y García, M. J. "Desarrollo de parámetros para diseño de componentes y elementos de máquinas ante solicitudes dinámicas cíclicas. Comprobación mediante métodos numéricos". *Revista Internacional Métodos Numéricos de Cálculo y Diseño en Ingeniería*. 2001, vol. 17, nº 3, p. 335-345. ISSN 0213-1315.
7. Lanoue, F., Vadean, A. y Sanschagrín, B. "Fretting fatigue strength reduction factor for interference fits". *Simulation Modelling Practice and Theory*. 2011, vol. 19, nº 9, p. 1811–1823. ISSN 1569-190X.
8. Lanoue, F., Vadean, A. y Sanschagrín, B. "Finite element analysis and contact modelling considerations of interference fits for fretting fatigue strength calculations". *Simulation Modelling Practice and Theory*. 2009, vol. 17, nº 10, p. 1587-1602. ISSN 1569-190X.
9. Callister, W. *Material Science, and Engineering*. 7th ed. New York: John Wiley & Sons Inc, 2007. p. 975
10. González Carbonell, R. A. y Álvarez García, E. "Tacón de Torque. Análisis tensional y deformacional utilizando el Método de Elementos Finitos". *Ingeniería Mecánica*. 2007, vol. 10, nº 2, p. 79-83. [Consultado el: 20 de junio de 2011]. Disponible en: <http://www.ingenieriamecanica.cujae.edu.cu/index.php/revistaim/article/download/132/465>. ISSN 1815-5944.
11. Martín Carvajal, L., Cisneros Hernández, A. y García Domínguez, A. *Dispositivo para el rodillado en tornos horizontales de muñones de ejes*. (Int. CI.8) B 24B 39/04, C21D 7/08 ed. Cuba: 2009, julio 24, vol. 23418.
12. Sarrate, J. y Coll, A. "Minimización de la distorsión de malla formada por cuadriláteros o hexaedros". *Revista Internacional Métodos Numéricos de Cálculo y Diseño en Ingeniería*. 2007, vol. 23, nº 1, p. 55-76. ISSN 0213-1315.