

VALIDACIÓN RESISTIVA ESTRUCTURAL DE UN VARADERO PARA EMBARCACIONES DE 600 ton.

Dr. Ing. Carlos Novo Soto (1)

MSc. Ing. Marta Fernández Salgado (2)

MSc. Ing. Enrique Cauich Soriano (3)

1. Instituto Superior Politécnico “José A. Echeverría” ; 2. Instituto Superior Politécnico
“José A. Echeverría” ; 3. ESIME-UPA, IPN.

novo@mecanica.cujae.edu.cu

Resumen

En el presente trabajo se valida la capacidad de carga portante de la estructura de un varadero a partir de las condiciones a resistencia y rigidez. El varadero consta de 2 carros trapezoidales, sobre los cuales se desplazan transversalmente 6 boggies, que permiten trasladar la embarcación varada hacia los apartaderos, así mismo dispone de 3 motores con sus respectivos sistemas de reducción y tamboras, uno de ellos permite sacar la embarcación que se encuentra soportada sobre los boggies y los 2 carros cunas, otro se emplea para retornar dicha embarcación al mar y el último se utiliza para desplazar la embarcación sobre los boggies, transversalmente a los carros cunas, hacia los apartaderos.

Dada la complejidad estructural del sistema se desarrolla un modelo físico matemático, el que mediante la aplicación del Método de los Elementos Finitos, permite obtener los esfuerzos equivalente máximos de Mises y los desplazamientos máximos con lo que finalmente se valida, a través del Análisis por Elementos Finitos, la capacidad portante de la estructura para varar una embarcación de 600 ton.

Introducción

En el presente trabajo se aborda, a solicitud de la empresa TECNOMEC del Ministerio de Transporte, el análisis resistivo del varadero de Obras Marítimas de Regla, perteneciente al Ministerio de la Construcción.

El mencionado varadero consta de 2 carros cunas trapezoidales, sobre los cuales se desplazan transversalmente 6 boggies, que permiten trasladar la embarcación varada hacia los apartaderos, así mismo dispone de 3 motores con sus respectivos sistemas de reducción y tamboras, uno de ellos permite sacar la embarcación que se encuentra soportada sobre los boggies y los 2 carros cunas, otro que se emplea para retornar dicha embarcación al mar y el último que se utiliza para desplazar la embarcación sobre los boggies, transversalmente a los carros cunas, hacia los apartaderos.

El objetivo de este trabajo consiste en evaluar las condiciones de resistencia y rigidez de las estructuras que componen los boggies y carros cunas para varar una embarcación de hasta 600 ton.

El trabajo se inicia desarrollando el estudio estructural de los boggies y carros cunas, los que dada la complejidad de los mismos se abordó mediante el empleo de un programa de computación, basado en el Método de los Elementos Finitos

Análisis estructural de los boggies.

Como ya fue señalado, para abordar el análisis estructural del boggie se hizo uso de un programa de computación, el que requiere para su utilización de la generación del modelo físico matemático de la estructura y a partir de éste elaborar el fichero geométrico y el de restricciones al movimiento y aplicación de las cargas actuantes.

Partiendo de los planos suministrados, se simularon las barras que componen el boggie mediante cuadriláteros planos con rigidez a la flexión, triángulos planos, el de Kirchhoff, con rigidez a la flexión y elementos lineales que pueden trabajar a tracción, flexión y torsión¹ simultáneamente, introduciendo las propiedades del material² y las características geométricas³ de cada elemento se obtuvo el fichero geométrico, cuyo fichero fue designado por **BOGIE** y cuya configuración se muestra en la Figura 1.

Analizando físicamente el comportamiento del boggie durante la explotación del varadero se consideró que los nodos superiores de la estructura que se apoyan en los ejes que soportan las ruedas sólo tienen posibilidad de giro respecto al eje de las ruedas. Para determinar las fuerzas que actúan sobre el boggie se partió de la base de que debido al lento movimiento con que se desplaza la estructura, de 3 a 5 m/min, según criterio de expertos, ésta durante su movimiento pasa por sucesivas posiciones de equilibrio, de esta forma las fuerzas actuantes en el boggie serán la parte del peso de la

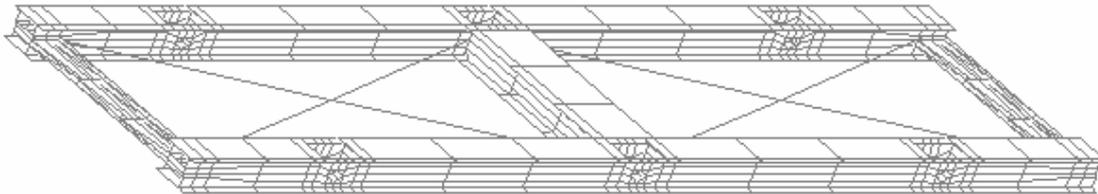


Figura 1. Modelo geométrico del boggie.

embarcación P_E que le corresponde, el peso propio P_B , la fuerza de fricción por rodadura entre las ruedas y los rieles y la fuerza de fricción F_{RD} y la fuerza tractiva P_T que lo pone en movimiento, como se muestra en la Figura 2.

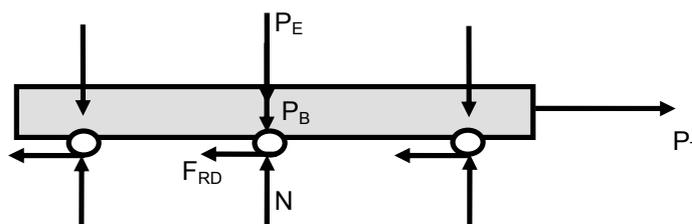


Figura 2. Cuerpo libre del boggie.

A partir de la condición de equilibrio del boggie se llega a la conclusión de que la fuerza tractiva P_T será igual a la resultante de las fuerzas de fricción F_{RD} por rodadura y por deslizamiento⁴, es decir:

$$P_T = F_{RD} = f_{RD}N \quad (1)$$

donde:
$$f_{RD} = (f_R + f_D \cdot r) / R \quad (2)$$

siendo:

f_{RD} : coeficiente equivalente de fricción por rodadura y deslizamiento
 f_R : coeficiente de fricción por rodadura entre la rueda y el riel⁵

f_D : coeficiente de fricción por deslizamiento entre el eje y el casquillo
 r : radio del eje
 R : radio de rodadura de la rueda

Sabiendo que:

$f_R = 0,5$ mm
 $f_D = 0,152$ (coef. de fricción seca entre acero y bronce)
 $f_D = 0,004$ a $0,008$ (coef. de fricción entre acero y bronce lubricados)
 $r = 75$ mm (dato del plano)
 $R = 212,5$ mm (dato del plano)

Sustituyendo estos valores en la Ec. (2) se obtendrá:

$f_{RD} = 0,056$ (considerando fricción seca)
 $f_{RD} = 0,0052$ (considerando el mayor valor del coeficiente de fricción cuando las superficies están lubricadas)

Teniendo en cuenta los valores del coeficiente f_{RD} , la parte del peso de la embarcación sobre el boggie, el peso propio de este último para obtener la fuerza normal N y sustituyendo en la Ec. (1) se obtendrán las fuerzas tractivas P_T que aparecen en la Tabla 1.

Tabla 1. Valores de la fuerza tractiva en el boggie para distintos pesos de la parte de la embarcación y considerando contacto seco y lubricado entre el eje y el apoyo.

Subcaso	Parte peso de la embarcación [N] (ton)	Peso de ejes y ruedas [N] (ton)	Peso estructura del boggie [N] (ton)	Fuerza normal N [N]	Fuerza tractiva P_T [N]
1			41 035 (4, 187)		
2	490 000 (50)	12 936 (1,32)	41 035 (4, 187)	543 971	30 462
3	490 000 (50)	12 936 (1,32)	41 035 (4, 187)	543 971	2 829
4	980 000 (100)	12 936 (1,32)	41 035 (4, 187)	1 033 971	57 902
5	980 000 (100)	12 936 (1,32)	41 035 (4, 187)	1 033 971	5 377
6	1 470 000 (150)	12 936 (1,32)	41 035 (4, 187)	1 523 971	85 342
7	1 470 000 (150)	12 936 (1,32)	41 035 (4, 187)	1 523 971	7 925
8	1 960 000 (200)	12 936 (1,32)	41 035 (4, 187)	2 013 971	112 782
9	1 960 000 (200)	12 936 (1,32)	41 035 (4, 187)	2 013 971	10 473

Es de destacar que en la Tabla 1 los 9 subcasos que aparecen se corresponden con los 9 subcasos del fichero **BOGIES**, cuyo fichero contiene las restricciones al movimiento y las cargas actuantes sobre el boggie, es decir la parte del peso de la embarcación, el peso propio de la estructura, el peso de los ejes y ruedas (tomados del plano) y la fuerza tractiva, que como se observa en la Tabla 1, a partir del subcaso2, para el mismo valor de la parte del peso de la embarcación, el primer valor de la fuerza tractiva se corresponde con el caso de la fricción seca y el segundo cuando las superficies de contacto entre el eje y el apoyo están lubricadas. El primer subcaso en la Tabla 1, que como se señaló coincide con el del fichero **BOGIES**, se introdujo en el programa para determinar el peso propio de la estructura del boggie (sin tener en cuenta el peso de los ejes y ruedas).

Ambos ficheros **BOGIE** y **BOGIES** se introdujeron en el programa, permitiendo obtener la distribución y magnitud de los esfuerzos para cada subcaso, de todos ellos se seleccionó el subcaso 8, por ser el más peligroso, cuya distribución y magnitudes de esfuerzos, en base al criterio de Mises⁶, se muestran en las Figuras 3 y 4, respectivamente.

MISES STRESS

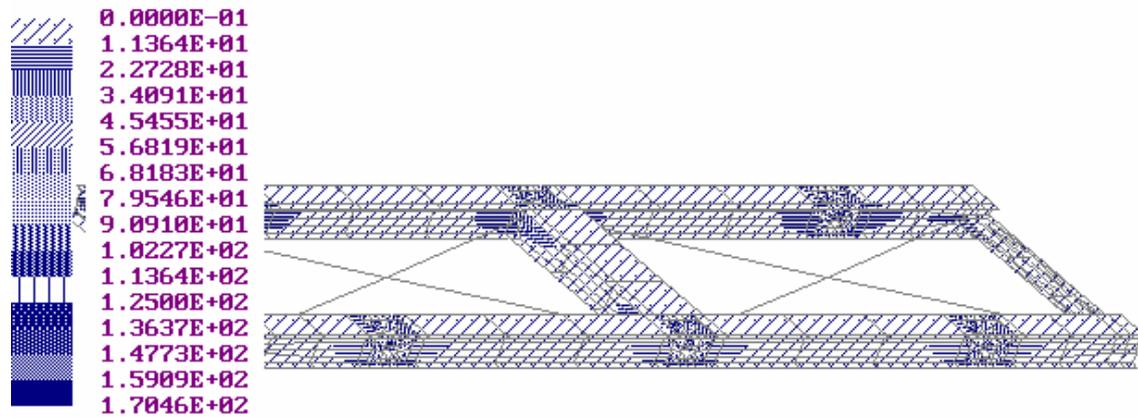


Figura 3. Distribución y magnitud de las tensiones de Mises en el bogie para el caso más peligroso.

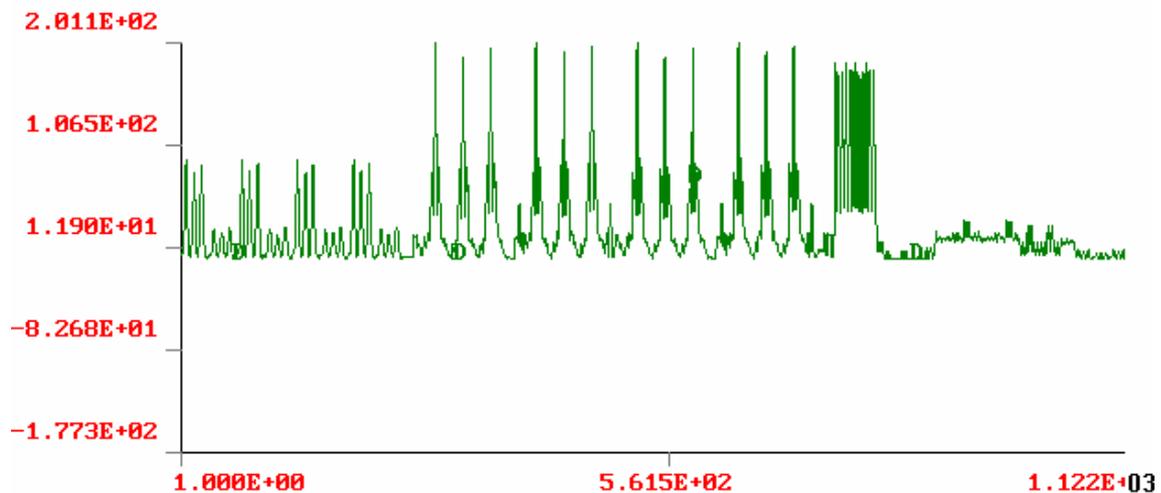


Figura 4. Magnitud de las tensiones de Mises en cada uno de los elementos que componen el bogie en el caso más peligroso.

Como se observan en las Fig. 3 y 4, las zonas más peligrosas del bogie son aquellas donde hacen contactos los ejes con la estructura y el valor mayor de las tensiones equivalentes promedios de Mises es de 201 MPa, valor que si se compara con el límite de fluencia del acero estructural, de 250 MPa, dará un coeficiente de seguridad de 1,24, no obstante es importante aclarar que al simular la estructura la zona de contacto del eje no se reforzó sino que se dejó con el espesor del alma del perfil, por lo que en la realidad el coeficiente de seguridad de la estructura será superior a 1,24.

Con relación a los desplazamientos ningún elemento sobrepasa los 3,6 mm en el caso más peligroso, como se puede observar en la Figura 5, lo que garantiza la condición de rigidez del bogie.

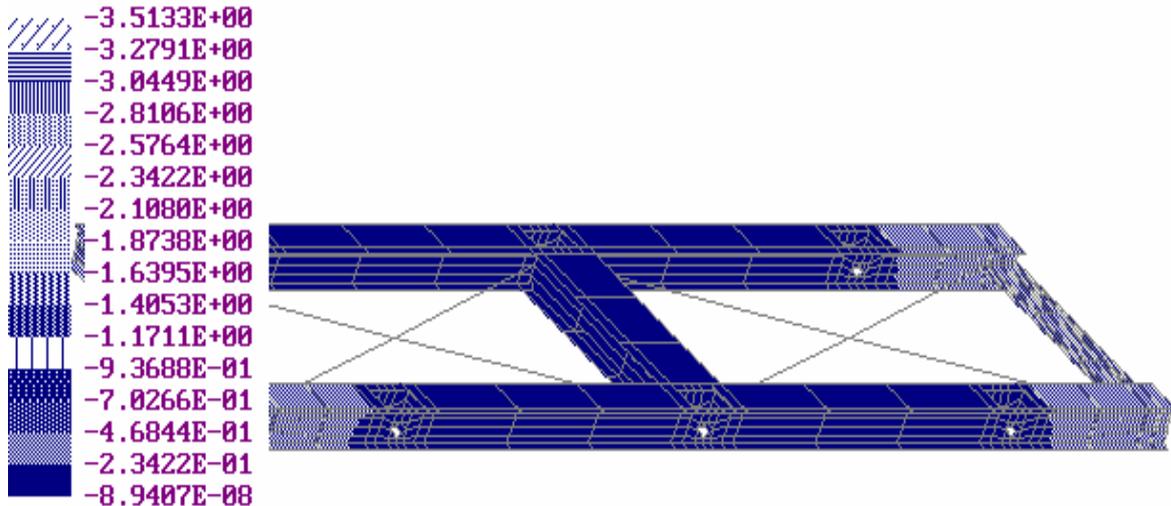


Figura. 5. Distribución y magnitud de los desplazamientos lineales verticales en el boggie en el caso más peligroso.

De todo lo antes expuesto, se llega a la conclusión de que para una carga de embarcación de hasta 200 ton, uniformemente distribuida sobre los santos de madera, el boggie cumple con las condiciones de resistencia y rigidez.

A continuación se desarrollará el análisis estructural de los carros cunas trapezoidales.

Análisis estructural de los carros cuna trapezoidal I y II.

Para la obtención del modelo físico matemático de la estructura se partió de los planos suministrados, se simularon las barras mediante elementos lineales en sus líneas de eje, se elaboró el fichero geométrico considerando barras que pueden trabajar a tracción, flexión y torsión simultáneamente¹, se introdujo las propiedades del material² y las características geométricas³ de cada una de las barras que componen la estructura. De esta forma, se obtuvo el modelo geométrico de los carros cuna trapezoidal I y II, cuyo fichero fue designado por **CUNA12M** y cuya configuración se muestra en la Figura 6.

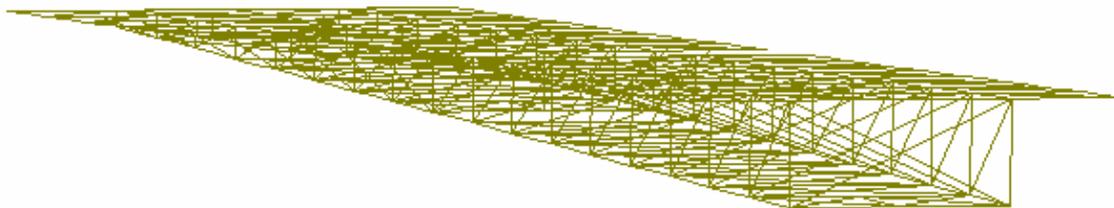


Figura 6. Modelo geométrico de los carros cuna trapezoidal I y II acoplados.

Para la obtención del fichero de restricciones al movimiento y cargas actuantes en los carros cuna fue necesario determinar las acciones de los boggies sobre los rieles de los carros I y II, para ello se retornó al fichero geométrico **BOGIE** y se elaboró el fichero de restricciones al movimiento y cargas actuantes **BOGS** compuesto de 5 subcasos, en el primero para determinar nuevamente el peso estructural del boggie y en los 4 restantes para obtener la acción de los rieles sobre el boggie, cuando se encuentra sometido solamente a la acción de su propio peso, incluido el peso de los ejes y las ruedas, y de la parte

del peso de la embarcación que le corresponde, considerando para este último los pesos uniformemente distribuidos de 50, 100, 150 y 200 ton, respectivamente. De esta forma, teniendo las acciones del boggie sobre los rieles, determinando los pesos de los carros, se obtuvo la fuerza tractiva necesaria para desplazarlos, suponiendo como se hizo en el boggie, que todo el sistema constituido por la embarcación de 600 ton, es decir, los 6 boggies y las cunas se desplazan a una velocidad tan lenta (4 m/min), que se puede suponer que pasa por sucesivas posiciones de equilibrio durante el movimiento y por lo tanto, para determinar la magnitud de la fuerza tractiva se requiere estudiar el equilibrio del sistema que se muestra en la Figura 7.

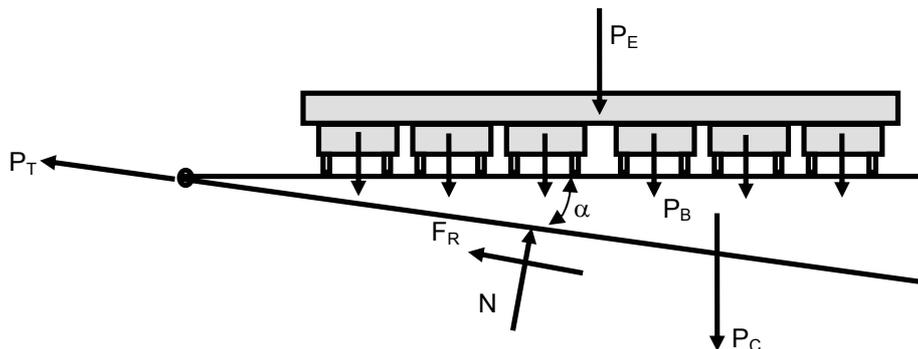


Figura 7. Cuerpo libre del sistema.

A partir de la condición de equilibrio del sistema, se llega a la conclusión de que la fuerza tractiva P_T , será igual a la resultante de las fuerzas de fricción F_R por rodadura⁴ más la componente del peso del sistema en la dirección de la fuerza tractiva, es decir:

$$P_T = f_R N / R_R + (P_C + P_B + P_E) \text{sen} \alpha \quad (3)$$

donde:
$$N = (P_C + P_B + P_E) \text{cos} \alpha \quad (4)$$

siendo:

f_R : coeficiente de fricción por rodadura entre las cunas y los rodillos⁵

N : fuerza normal que ejercen los rodillos sobre las cunas

R_R : radio de los rodillos

P_C : peso de los carros cuna

P_B : peso de los 6 boggies

P_E : peso de la embarcación

α : ángulo de inclinación del varadero

sabiendo que:

$$f_R = 0,5 \text{ mm}$$

$$P_C = 1\,093\,940 \text{ N (111,63 ton) para los carros}$$

$$P_B = 161\,913 \text{ N}$$

$$P_E = 5\,880\,000 \text{ N (600 ton)}$$

$$\alpha = 3,457^\circ \text{ (tomada de los planos)}$$

$$R_R = 56 \text{ mm (tomada del plano)}$$

Cabe aclarar, que el valor del peso de los carros se obtuvo del subcaso 1, correspondientes a los ficheros **CUNA12M**, **CUNAS12M**. Sustituyendo los valores anteriores en la Ec. (4) y sustituyendo el valor de la fuerza normal N en la Ec. (3), se determinó el valor de la fuerza tractiva, $P_T = 505\,165 \text{ N}$

De esta forma considerando que los nodos de apoyo entre las cunas y los rodillos sólo pueden girar con respecto al eje de los rodillos, aplicando la fuerza tractiva, el peso propio de la cunas y las acciones de los 6 boggies para las variantes que a continuación se muestran en la Figura 8, se obtuvo el fichero de restricciones al movimiento y cargas actuantes, **CUNAS12M**.

Este fichero constan de 4 subcasos, el primero correspondiente a la determinación del peso propio, el que fue necesario utilizar para obtener la fuerza tractiva, y los otros 3 subcasos que se corresponden con las variantes mostradas en la Figura 8, para las cunas I y II acopladas. Seguidamente se pasó al análisis

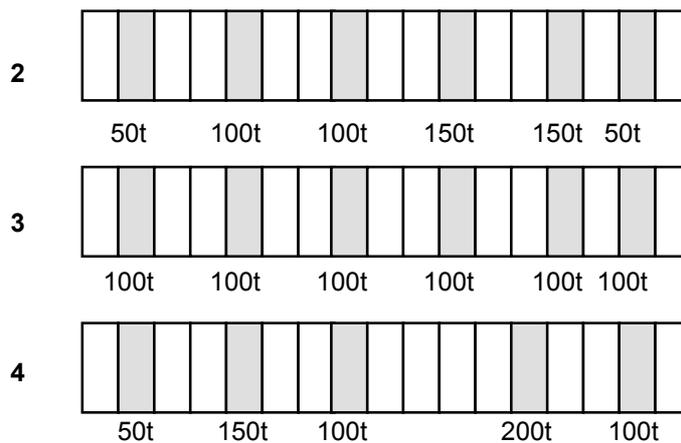


Figura 8. Subcasos de colocación de los 6 boggies, con las partes de los pesos de la embarcación indicados, para los carros cuna I y II acoplados.

resistivo de las cunas I y II acopladas para las variantes mostradas en la Fig. 8. A continuación se muestran en la Figura 9, la magnitud de las tensiones equivalentes de Mises⁶, para cada uno de los elementos que componen la cuna I y II acopladas para el subcaso 4, que resultó ser el más peligroso.

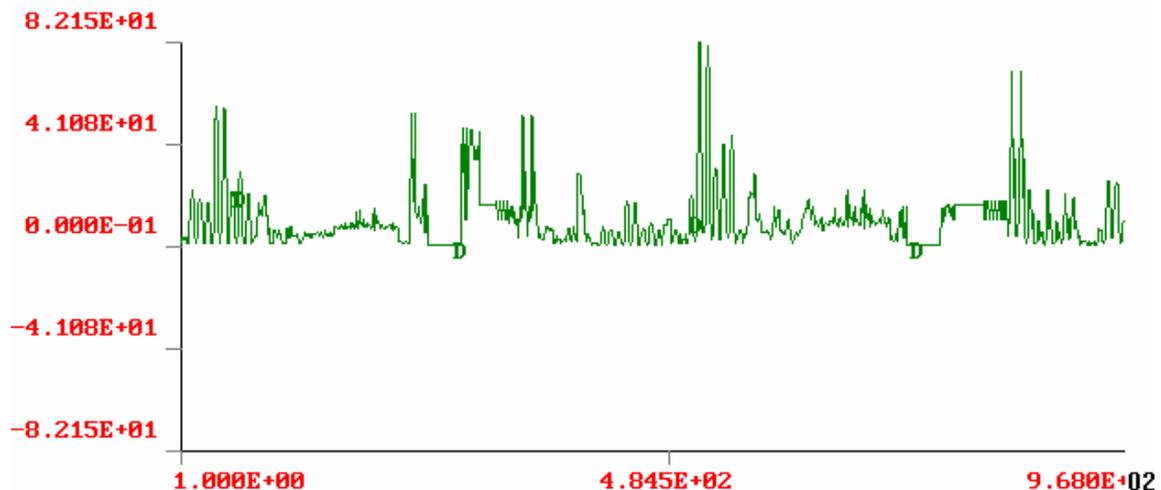


Figura 9. Tensiones de Mises para el subcaso 4 en las cunas I y II acopladas.

Como se observa en las Figura 9 las magnitudes de las tensiones de Mises, para este subcaso alcanzan la magnitud promedio máxima de 82,15 MPa para un coeficiente de seguridad de 3,04, considerando que

el material de la estructura es un acero con un límite de fluencia de 250 MPa, lo que garantiza la condición de resistencia, en el caso de las cunas I y II acopladas. Así mismo, se cumple la condición de rigidez, al ser los desplazamientos verticales máximos de 6,47 mm para las cunas I y II acopladas

Conclusiones

De todo el estudio desarrollado en el presente trabajo se arriban a las siguientes conclusiones:

Las zonas más peligrosas del boggy es donde hacen contactos los ejes con la estructura y el valor mayor de las tensiones equivalentes de Mises es de 201MPa, valor que si se compara con el límite de fluencia del acero estructural CT-3 de 250 MPa, dará un coeficiente de seguridad de 1,24, no obstante es importante aclarar que al simular la estructura, la zona de contacto del eje, no se reforzó, sino que se dejó con el espesor del alma del perfil, por lo que en la realidad el coeficiente de seguridad de la estructura será superior a 1,24. Con relación a los desplazamientos, ningún elemento sobrepasa los 3,6mm en el caso más peligroso, lo que garantiza la condición de rigidez del boggy. Por lo tanto para una carga de embarcación de hasta 200 ton, uniformemente distribuida sobre los santos de madera, el boggy cumple con las condiciones de resistencia y rigidez.

Para el caso más peligroso, las cunas I y II acopladas alcanzan la magnitud máxima promedio de las tensiones de Mises de 82,15 MPa para un coeficiente de seguridad de 3,04, considerando que el material de la estructura es un acero con un límite de fluencia de 250 MPa; lo anterior garantiza la condición de resistencia para las cunas I y II acopladas. Así mismo, se cumple la condición de rigidez, al ser los desplazamientos verticales máximos de 6,47 mm para las cunas I y II acopladas.

Referencias

1. Mac. Neal - Schwendler Corporation. Manual de Usuario. 3^{ra} Edición. USA. 1987.
2. Dirección de Norma y Metrología. Selección de Aceros y sus Laminados. 3^{ra} Edición. La Habana. Cuba. 1978.
3. Pisarenko, G.S. Manual de Resistencia de Materiales. Editorial MIR. Moscú. 1985.
4. Golubev, Y. Teoría de Máquinas y Mecanismos. Editorial Ciencia y Técnica. La Habana. Cuba. 1967.
5. Kent. Mechanical Engineers' Handbook. 12^{ma} Edición. volumen 1. Editorial Edición Revolucionaria. La Habana Cuba. 1964.
6. Feodosiev, V.I. Resistencia de los Materiales. Editorial MIR. Moscú. 1985.