

ANÁLISIS DINÁMICO DE UN CHASIS DE SEMIRREMOLQUE DE SERVICIO PESADO

Gerardo Franck^a, Sergio Gennaro^b, Bruno Lonardi^b, José Eichhorn^b y Alejandro Bruno^c

^a*Facultad de Ingeniería y Ciencias Hídricas, Universidad Nacional del Litoral, CC 217. Ruta Nacional 168, Km. 472.4, (3000) Santa Fe, Argentina. gfranck@intec.unl.edu.ar*

^b*Hermann S.R.L., Parque Industrial Gualeguaychú, (2820) Gualeguaychú (E.R.), Argentina, hingeniero@hemann.com.ar www.hermann.com.ar, e-mail: gingeniero@hermann.com.ar, lingeniero@hermann.com.ar*

^c*Disegno Soft SRL. Oficina Córdoba alebruno@disegnosoft.com.ar*

Palabras clave: Chasis de semirremolque, cálculo estructural, tensiones, von Mises, desplazamientos, frecuencias naturales, modos propios, puntos críticos.

Resumen. Resumen: El chasis de un semirremolque con vuelco trasero, de servicio pesado, representa la columna vertebral estructural del mismo. Su función principal es soportar el peso de los componentes y accesorios como así también la carga útil a transportar. Cuando el vehículo se desplaza por una carretera o un camino sin pavimentar, el mencionado chasis está sujeto a vibraciones inducidas y a la excitación producida por los componentes vibrantes montados sobre el mismo, dependiendo de la mayor o menor irregularidad del terreno. En la presente simulación computacional, realizamos dos estudios: a) el primero de ellos incluye el análisis estático de la estructura del chasis, calculando tensiones, desplazamientos y deformaciones, para dos estados de carga. Además se determinarán las fuerzas de reacción en las restricciones (ejes) y se verificará el factor seguridad de la estructura. b) El segundo tipo de simulación corresponde al análisis de las características de vibración, calculando frecuencias naturales y modos propios de la estructura, determinando su respuesta, incluyendo la repartición de esfuerzos y desplazamientos bajo condiciones diferentes de carga. Los resultados nos muestran que la causa principal de perturbación es la irregularidad del terreno, evitando que las frecuencias naturales del chasis estén dentro del rango de excitación de las fuerzas. Ambos estudios nos servirán para realizar a futuro un análisis a fatiga y predecir el rango de vida útil del mencionado chasis. Primero realizamos un análisis de tensiones para localizar los puntos críticos, el/los cuales pueden ser factores que causen una falla por fatiga en los componentes de la estructura. Este trabajo se realiza sobre un modelo hipotético de chasis dejando sentada las bases para el cálculo a posteriori de nuevos diseños. Para ellos nos valemos del software comercial SolidWorks Simulation (CosmosWorks Professional) que utiliza el método de elementos finitos para las diferentes simulaciones.

1. INTRODUCCIÓN:

Uno de los mayores desafíos en la industria de fabricación de chasis para diferentes aplicaciones, es resolver la demanda creciente de este tipo de vehículos y mejorar día a día su performance, bajar de peso, incrementar la vida útil de sus componentes, mejorar los procesos de fabricación, diseño y prestación, incorporando nuevos materiales, utilizando herramientas computacionales que permitan acelerar los procesos y lograr diseños más resistentes, de menor peso, optimizados de tal manera que los costos de las unidades sean razonables para el cliente y para el fabricante, en un período corto de tiempo.

Al chasis lo podemos considerar como la columna vertebral del vehículo y forma parte de los principales componentes dentro del conjunto, al que se incluyen ejes, suspensiones, motor, cabina y trailer. Desde un punto de vista computacional, podemos encontrar diferentes tipos de estudios: el análisis de tensiones en cálculos estáticos lineales, con diferentes tipos de juntas, tales como el trabajo de [C. Karaoglu y N. S. Kuralay, 2000](#), que utilizaron el método de elementos finitos para analizar tensiones en un chasis con juntas soldadas, los resultados numéricos que obtuvieron demostraron que las tensiones sobre los diferentes componentes pueden ser reducidas incrementando localmente los espesores y disminuyendo en aquellos sectores con baja intensidad. En el trabajo de [O Kurdi, R Abd- Rahman, M N Tamin, 2007 y 2008](#), también se utilizó el método de elementos finitos, no sólo para calcular en forma estática las tensiones y deformaciones sino que además realizaron un estudio de frecuencia y modos propios. [M. Fermer, G. McNally y G. Sandin, 1999](#) investigaron la vida a fatiga de un modelo Volvo S80 Bi-Fuel usando MSC/Fatigue. [F. A. Conle y C.C. Chu \(5\), 1997](#), realizaron un análisis de tensión y deformación y vida a fatiga para un vehículo de estructura compleja. La optimización de los componentes del diseño y cálculos de durabilidad fueron llevados a cabo por [W. G. Ferreira et al, 2003](#). [Fermér y H. Svensson, 2001](#), analizaron sobre experiencias industriales y corroboraron utilizando el método de elementos finitos predicciones de vida a fatiga, principalmente sobre juntas y estructuras soldadas. [Filho et al., 2003](#) han realizado investigaciones sobre diseño y optimización de chasis para vehículos pesados con un comportamiento estructural y dinámico, teniendo en cuenta aspectos relativos a su viabilidad económica para producción a pequeña escala. El diseño está basado en incrementar su rigidez torsional, manteniendo el centro de gravedad, peso total de la estructura y diseño geométrico simplificado, reduciendo los costos de producción.

La integración del diseño con software paramétricos, que incluyen códigos de cálculo de ingeniería por métodos numéricos (SolidWorks Simulation – COSMOS, Pro/Engineer, ADAMS, ABAQUS, ANSYS, entre otros) para simular el efecto de los cambios de diseño en el sistema remolque-chasis también ha sido motivo de estudio de [Cosme et al, 1999](#).

En nuestro caso analizaremos el comportamiento de un modelo de chasis correspondiente a un vehículo del tipo de semirremolque de vuelco trasero, cargado con una fuerza estática e investigaremos la localización de posibles puntos críticos de inicio de rotura o fractura como datos preliminares a un estudio de vida a fatiga. Comenzamos por describir el modelo, sus características geométricas, los datos necesarios para la simulación numérica y discretización del mismo. Luego se analiza por medio de un cálculo estático lineal, las zonas de mayor tensión-deformación y los desplazamientos correspondientes. En base a los resultados del cálculo anterior se procede a simular las características vibracionales de la estructura, calculando frecuencias naturales y modos propios, determinando su respuesta, incluyendo la repartición de esfuerzos y desplazamientos bajo condiciones diferentes de carga. Los

resultados demostrarán que la causa principal de perturbación es la irregularidad del terreno, evitando que las frecuencias naturales del chasis estén dentro del rango de excitación de las fuerzas.

En la Argentina podemos encontrar más de 100 empresas dedicadas a la fabricación de distintos tipos de chasis para diferentes cargas. De allí la importancia del análisis, tratando de predecir el comportamiento de la estructura, su optimización, teniendo como objetivo obtener mejoras que acarreen menores costos tanto de fabricación como de transporte, respetando la legislación vigente en la materia.

2. DEFINICIÓN DEL MODELO Y CLASIFICACIÓN:

Para este estudio, utilizaremos un modelo de chasis denominado semirremolque de vuelco trasero, tal como lo muestra la [Figura 1](#).

Las dimensiones generales del mismo son: Longitud: 8047 [mm], ancho: 1000 [mm], altura máxima: 485 [mm] (vigas principales). Consta además, de dos largueros con perfil doble T, con alma de espesor 7.9375 [mm] (5/16") en la sección frontal, de geometría variable y 4.7625 [mm] (3/16") en el resto del perfil con una geometría uniforme construido de material: acero AISI 1010 (ver [Tabla I](#)) y alas de diferente espesor, la superior de 16 [mm] y la inferior de 19 [mm] fabricadas con un acero AISI 1045 (ver [Tabla I](#)). El modelo presenta además una serie de perfiles estructurales C dispuestos transversalmente de espesor 6.35 [mm], con un conjunto de chapas (escuadras) de refuerzo de espesor 4 [mm]. En el sector delantero (enganche al tractor) presenta una chapa frontal de 4 [mm] y otra dispuesta en forma horizontal uniendo los dos largueros con el sector de vínculos del hidráulico de 7.9375 [mm] (5/16") de espesor. En dicha zona también podemos encontrar un dispositivo que consiste de una chapa lo suficientemente rígida, que incluye el "perno rey" que vincula el chasis con el plato de la unidad motriz y que pertenece al vínculo inferior del hidráulico (ver [Figura 2](#)). El sector de atrás del chasis presenta un conjunto de manotas, con una superficie interior por donde se desplaza un extremo del muelle a ballesta ("leaf spring") y una manota central donde está localizado el eje que permite el enganche con el otro extremo de las ballestas.

La carga aplicada se encuentra distribuida en gran parte del ala superior de los perfiles, comenzando a 995 [mm] del extremo frontal hasta el final del chasis. En la [Tabla I](#) hemos resumido los diferentes tipos de material utilizado, donde se incluyen el Módulo de Young o de elasticidad, el de corte, la densidad de masa, coeficiente de Poisson, límite elástico y de tracción, todas variables necesarias para el cálculo por elementos finitos.

MATERIAL (SI)	Módulo Elástico [N/mm ²]	Coefficiente de Poisson	Módulo Cortante [N/mm ²]	Densidad [Kg/m ³]	Límite de Tracción [N/mm ²]	Límite Elástico [N/mm ²]
AISI 1010	2.00e+05	0.29	8.00e+04	7870	325	180
AISI 1020	2.05e+05	0.29	8.00e+04	7870	420	350
AISI 1045	2.05e+05	0.29	8.00e+04	7850	625	530

Tabla 1: Propiedades de los materiales utilizados



Figura 1: Semirremolque de vuelco trasero.

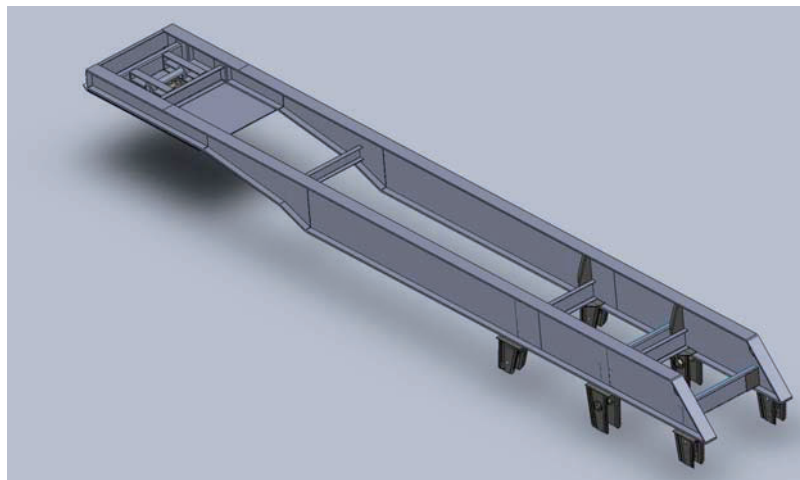


Figura 2: Detalle de la geometría del chasis.

3. CARGAS APLICADAS:

El modelo es cargado en una primera simulación con una carga estática distribuido a lo largo de las dos vigas longitudinales o principales, a partir de una distancia de 995 [mm] desde la superficie frontal del chasis (chapa frontal), cuyo valor tiene en cuenta el peso propio de la estructura y la carga propiamente dicha de 36000 [Kgf]. Dicha carga se supone como una presión uniforme obtenida del máximo peso cargado dividida por el total de área de contacto en la superficie superior (ala superior) del chasis. La magnitud de dicha presión es determinada de la siguiente manera: (ver Figura 3)

$$p = \frac{F}{A} = \frac{36000 \text{ [kg]} * 9.81 \text{ [m/s}^2\text{]}}{1.68 \text{ [m}^2\text{]}} = 210665 \text{ [N/m}^2\text{]} \quad (1)$$

donde:

p = presión (N/m²)

F = fuerza (Kg. m/ s²)

A = área total de contacto (m²)

El valor de 9.81 representa la constante gravitatoria.

Posteriormente lo hemos simulado con 66000 [Kgf] (1.8 veces la carga real), representando una carga dinámica, teniendo en cuenta las irregularidades del terreno, lo que corresponde a una presión de 0,36 [Mpa].

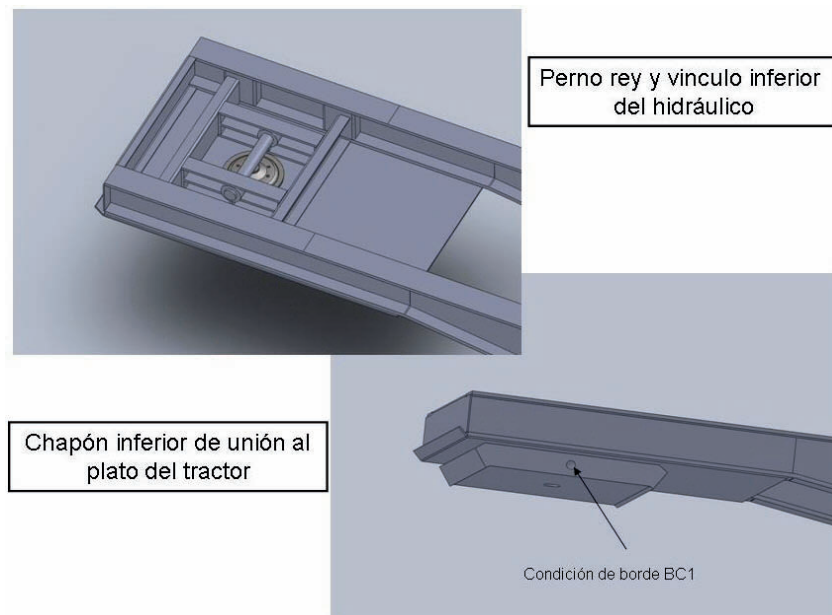


Figura 3: Detalle del enganche con el plato del tractor en la parte frontal del chasis y de la condición de borde aplicada (BC1).

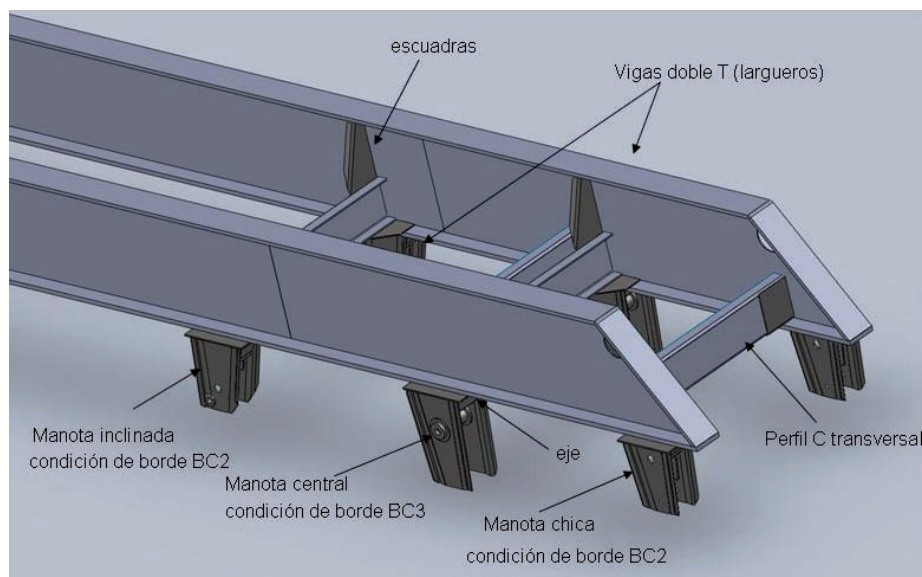


Figura 4: Detalle del vínculo con las ballestas en la parte de atrás del chasis y las condiciones de borde aplicadas (BC2 y BC3).

4. CONDICIONES DE BORDE

En el modelo le hemos impuesto tres tipos de condiciones de borde, en dos diferentes regiones, a saber: en la zona de la parte frontal del chasis, sobre la chapa rígida que vincula el plato de carga del tractor, se aplicó una condición de bisagra, es decir sin desplazamientos en la dirección axial ni la radial (ver Figura 3 y 5). A esta condición la hemos denominado BC1

y es del tipo pasador, donde el desplazamiento no está permitido en todos los ejes. Cosmos utiliza para estos casos una condición de “bisagra fija”, es decir puede rotar en su eje, pero no desplazarse ni en dirección axial ni radial.

La segunda región corresponde a la parte de atrás del modelo donde hemos impuesto dos tipos de condiciones: la condición BC2 (ver Figura 4 y 5) que representa el contacto entre el chasis y la chapa superior principal del muelle a ballesta (“leaf spring”), que es el medio que transfiere el peso de la carga del chasis al eje, guiado por una superficie preestablecida y diseñada de antemano que se encuentra en el interior de la manota anterior (inclinada) o posterior (chica). Es decir impide las rotaciones y el desplazamiento transversal pero no el longitudinal. La otra condición es la BC3 (ver Figura 4 y 5), aplicada en la manota central, donde hemos supuesto desplazamiento y rotaciones nulas en el eje soporte (cuerpo del perno). Suponemos el perno perfectamente rígido, para ello hemos elegido un valor lo suficientemente alto del módulo de elasticidad del mismo. Lo importante de esta condición es establecer un contacto entre la superficie exterior del perno y la chapa lateral de la manota central que lo soporta (hueco de alojamiento). Este tipo de contacto se denomina “sin penetración” con la condición nodo a superficie, que es el utilizado por COSMOS en estos casos, además se le ha especificado un coeficiente de fricción de 0.1 teniendo en cuenta los materiales utilizados (ver Shigley, 1985).

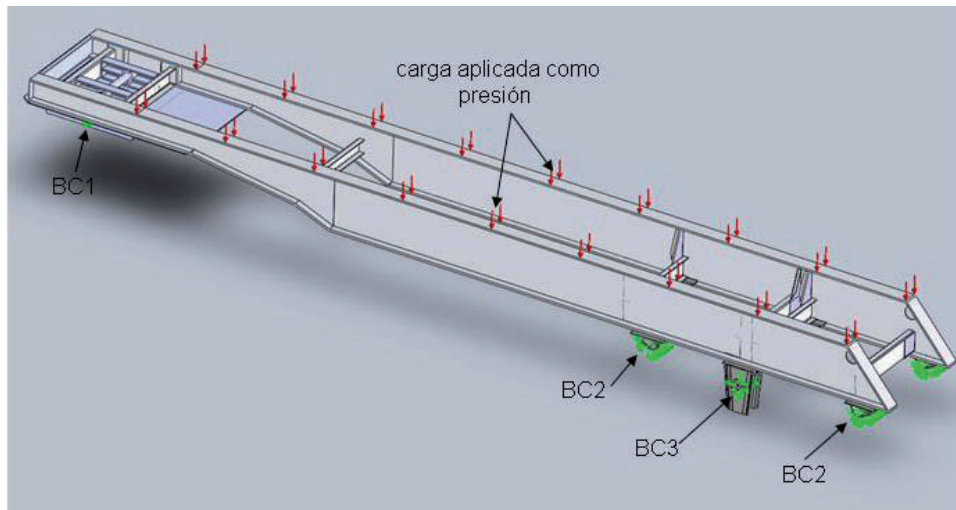


Figura 5: Geometría, condiciones de borde y carga de presión aplicada

5. DISCRETIZACIÓN:

Respecto a la discretización o mallado, hemos utilizado el generador de Cosmos Works, con la ventaja de contar con el software paramétrico SolidWorks, para ir modificando o “limpiando” la geometría hasta adaptarla al cálculo por elementos finitos. El mallado es la fase más crítica, ya sea por la complejidad de la geometría y por el tamaño de elementos a generar, que es dependiente de la memoria RAM. Además es importante la discretización y la cantidad de elementos en los espesores, en el caso de utilizar un modelado sólido.

En nuestro caso recurrimos a la ventaja que presenta el software de utilizar un mallado mixto, es decir parte de la geometría contiene elementos del tipo cáscara (“shell”) y parte sólidos. En el caso de los componentes sólidos (e.g. los dos largueros), debido a la elevada cantidad de grados de libertad, se prefirió utilizar elementos tetraédricos lineales. Para los componentes diseñados como cáscara, el mallador genera elementos triangulares (e.g. perfiles transversales, escuadras, chapa soporte, entre otros). La malla consta de 115867

elementos y 34750 nodos (ver [Figura 6](#)), con una máxima dimensión de elemento de aproximadamente 45 [mm] y tolerancia de 1.5 [mm].

Con el objetivo de obtener mejores resultados se refinó la malla en aquellas zonas o sectores geoméricamente sospechados que puedan incurrir en valores elevados de tensión o deformación, con concentración de tensiones o bien en los lugares donde las dimensiones geométricas son inferiores al valor de dimensión impuesta durante el proceso de generación del mallado.

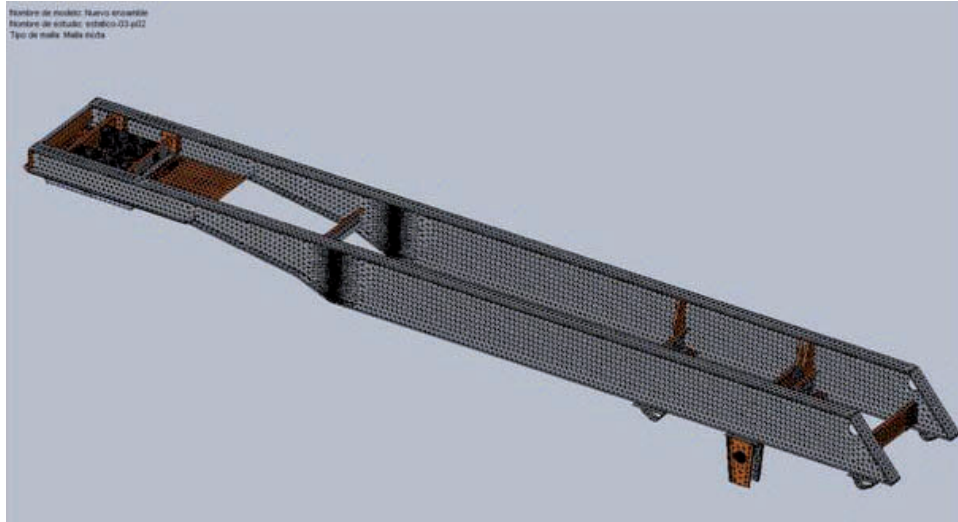


Figura 6: discretización del dominio con mallado mixto: cáscaras y sólidos.

6. MODELO DE ELEMENTOS FINITOS UTILIZADO:

El modelo de elementos finitos corresponde al utilizado por COSMOSWorks, ver [manual SolidWorks Professional, 2009](#) y [Ed Akin, 2007](#). Este software incluye elementos sólidos tetraédricos para el mallado de la geometría sólida y elementos SHELL triangulares para el caso de cáscaras. Cuando nos referimos a geometría sólida en la terminología CAD, en FEA (“Finite Element Analysis”) se denomina volúmenes. Hay disponibles cinco tipos diferentes de elementos en COSMOSWorks: sólidos tetraédricos de primero y segundo orden, elementos SHELL triangulares de primero y segundo orden y elementos de viga. En nuestro caso utilizaremos los dos primeros tipos. En el caso de elementos SHELL se ha utilizado la teoría de tensión plana (“espesor delgado – teoría de Kirchhoff”) con malla incompatible, utilizando superficie media para la generación de la cáscara. En el caso de elementos sólidos, el mallado en determinados sectores resulta compatible y en otros no, dependiendo de la geometría. La mayoría de los contactos son del tipo rígido, simulando las uniones soldadas. En cuanto al contacto sin penetración, se ha utilizado uno de ellos en la interacción de los ejes con la manota central.

En cuanto al resolutor (“solver”), debido a la cantidad de grados de libertad involucrado (superior a 10^5), se ha decidido utilizar uno del tipo iterativo (“FFEPlus iterativo”), evaluándose los errores asociados en cada iteración, hasta alcanzar tolerancias del orden de 10^{-8} . En el caso de análisis de frecuencia y modos propios se utilizó uno directo (“Direct Sparse”), analizando en una primera simulación los diez primeros modos y luego en función del valor del factor de participación de masa se determinó si era necesario agregar mayor cantidad de modos.

7. CALCULO DE FRECUENCIAS POR ELEMENTOS FINITOS:

Las condiciones de frontera son diferentes para cada análisis. En el caso de un estudio de modos normales, una condición de frontera libre (“free-free”) se ha aplicado, sin ningún tipo de restricción al modelo del chasis. En este tipo de simulación no hemos aplicado ninguna carga al modelo. En una segunda etapa se ha simulado la respuesta en frecuencia con las sujeciones o restricciones impuestas en el cálculo estático; es decir la restricción de bisagra en la parte frontal (BC1) y las aplicadas a las manotas en la parte de atrás (BC2 y BC3). Entre los parámetros importantes que hemos calculado se encuentran el factor de participación de masa y los puntos nodales o puntos críticos de la estructura.

8. RESULTADOS OBTENIDOS:

Respecto al pos-procesamiento de los resultados, podemos dividir el análisis en dos partes:

- **Discusión y resultados del análisis estático.**
- **Discusión y resultados del análisis de frecuencia (modo normal)**

8.1 Calculo estático:

La simulación está basada sobre la condición de un cálculo estacionario. El modelo fue simulado como un sistema simplemente soportado, con las cargas aplicadas correspondientes al peso propio y a la transportada. La misma se distribuye sobre los ejes correspondientes a ambas ballestas. Si bien lo recomendado es aplicar las cargas en un número pequeño de puntos y que estos puntos sean estáticamente equivalentes a la carga real, en nuestro caso consideramos que se debe aplicar en forma distribuida por el tipo de vehículo estudiado (semirremolque de vuelco trasero), variando según el modelo, ver [I. Johansson, S. Edlund, 1993](#).

Es importante luego de la simulación determinar la reacción en los ejes correspondientes, verificando que se cumpla la reglamentación vigente. En el caso del cálculo estático solamente reaccionarán en base a la carga estacionaria (36000 [Kgf]), pero cuando el vehículo se desplaza sobre la carretera o en caminos rurales el valor resultará más alto, debido tanto a la rugosidad del suelo como a las irregularidades del terreno. Para ello hemos realizado un cálculo con un valor de carga de 66000 [Kgf], lo que determina una presión de trabajo sobre la estructura de 0.36 [MPa]. Las áreas de mayor tensión se localizan en el sector de atrás, sobre todo en la zona de unión de las manotas con las vigas principales, a través de las placas base, ver [Figura 7](#). En la [Figura 8](#) observamos las zonas por debajo del límite elástico. La localización máxima de la tensión de Von Mises se produce en la zona de las manotas, en especial en la manota central con un valor de 725 [Mpa] con malla gruesa y de 975 [Mpa] con malla fina. La disparidad en los resultados se produce debido a concentración de tensiones por geometría, la que debería mejorarse (e.g. con radios de acuerdo o probar con elementos sólidos) para evitar singularidades. En dicha zona nos encontramos con piezas de material AISI 1045 en el eje y AISI 1010 en el resto de la manota, cuyo límite elástico se sitúa en 180 [MPa]. La alta tensión de la zona puede deberse a un espesor insuficiente de la placa base que se une con los largueros. La tensión principal máxima (P1) también la encontramos en esa localización y es del orden de 473 [MPa].

[Vidosic, 1957](#), recomienda valores del coeficiente de seguridad para diferentes condiciones de carga y materiales de la estructura, en un rango de 1.5 a 2 para los materiales más conocidos, bajo condiciones normales de operación, con cargas y tensiones que pueden realmente determinarse. Basándonos en estos resultados, es necesario reducir la magnitud de las tensiones en los puntos críticos, con motivo de obtener un coeficiente de seguridad en el

orden establecido. La Figura 9 nos muestra la distribución del factor de seguridad, verificamos que sin tener en cuenta la región de concentración de tensión mencionada anteriormente el resto de la estructura está por encima de los valores recomendados.

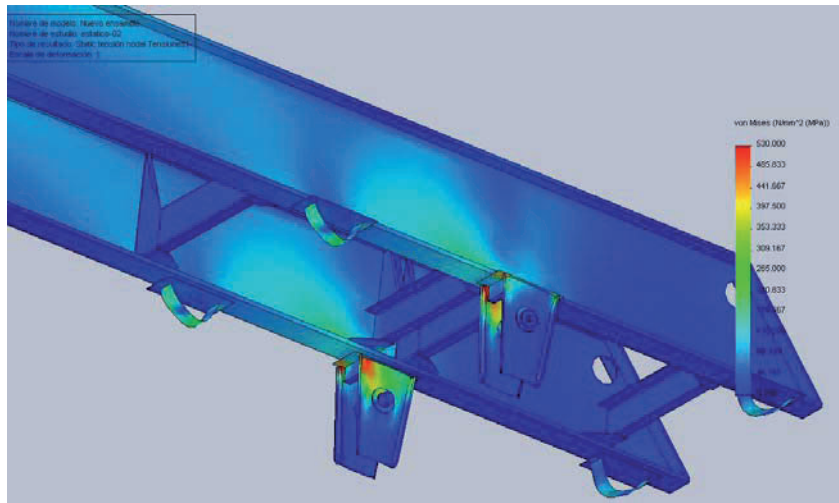
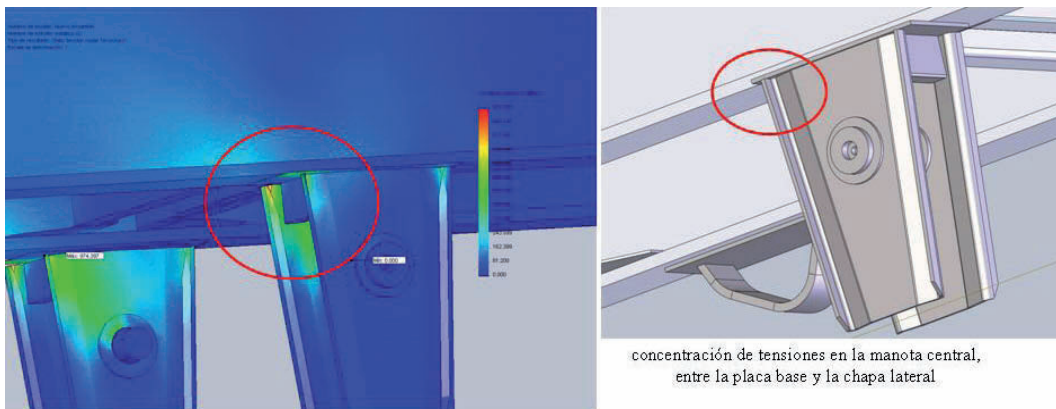


Figura 7: tensión de von Mises en el sector de las manotas.



concentración de tensiones en la manota central, entre la placa base y la chapa lateral

Figura 8: zona de concentración de tensiones de von Mises. Manota central.

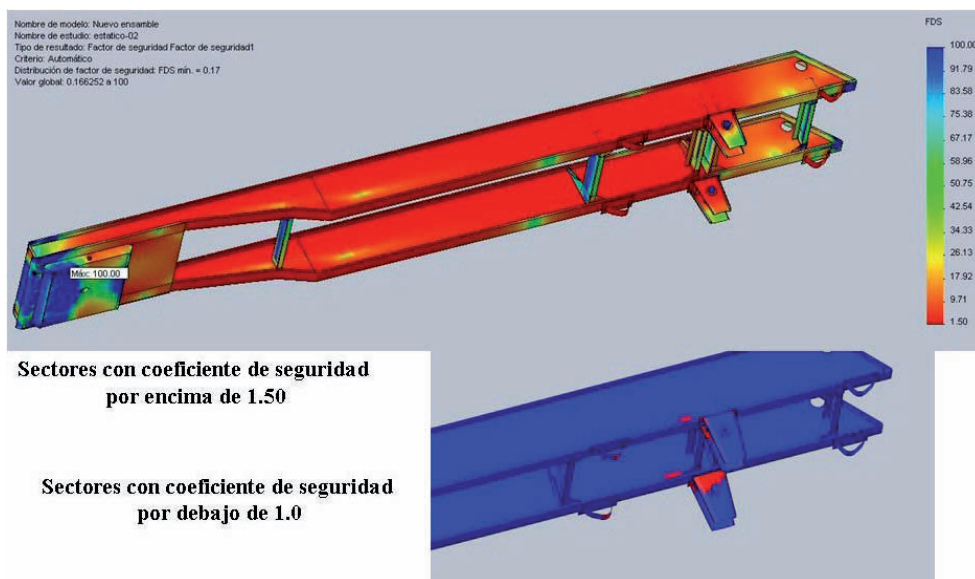


Figura 9: Distribución del factor de seguridad

Los desplazamientos y la localización de su valor máximo lo podemos ver en la **Figura 10**, la magnitud del mismo (URES) es de 11,725 [mm]. Como los valores máximos ocurren aproximadamente a la mitad de la distancia entre la condición de borde frontal (BC1) y la condición de borde del primer juego de manotas (BC2), siendo además esta zona la de mayor concentración de tensiones, podemos sugerir a los efectos de validación, realizar un cálculo como si fuera una viga simple unidimensional con una fuerza concentrada en el punto medio. La magnitud de esta última se obtiene multiplicando el valor de la presión por el área total de aplicación, lo que representa 243000 [N] aproximadamente y la longitud de la viga mencionada es de 5,315 [mm]. El valor de la deflexión máxima se ubicará en el punto medio de la viga y será:

$$\delta_{\max} = \frac{P L^3}{48 EI} = \frac{243000(5.315^3)}{48(2.1e^{11})(3.02 \times 10^{-4})} = 11.98 \times 10^{-3} [m], \quad (2)$$

donde:

$$I = \frac{bh^3}{12}, \quad I = \text{momento de inercia de la sección}$$

$$b = 0.127 [m] \text{ ancho}$$

$$h = 0.45 [m] \text{ altura}$$

$$t = 0.01905 [m] \text{ y } t_w = 0.00476 [m] \text{ espesor}$$

$$E = 2.1e^{11} [N/m^2] \text{ módulo de elasticidad de Young.}$$

$$L = 5 [m] \text{ longitud efectiva de cálculo}$$

El máximo desplazamiento del cálculo numérico resulta en 11,725 [mm], en el nodo 9940 situado a 3076 [mm] del frente del chasis, esto representa un 2,17 % menor que el analítico. Los resultados numéricos están bastante de acuerdo con esta aproximación.

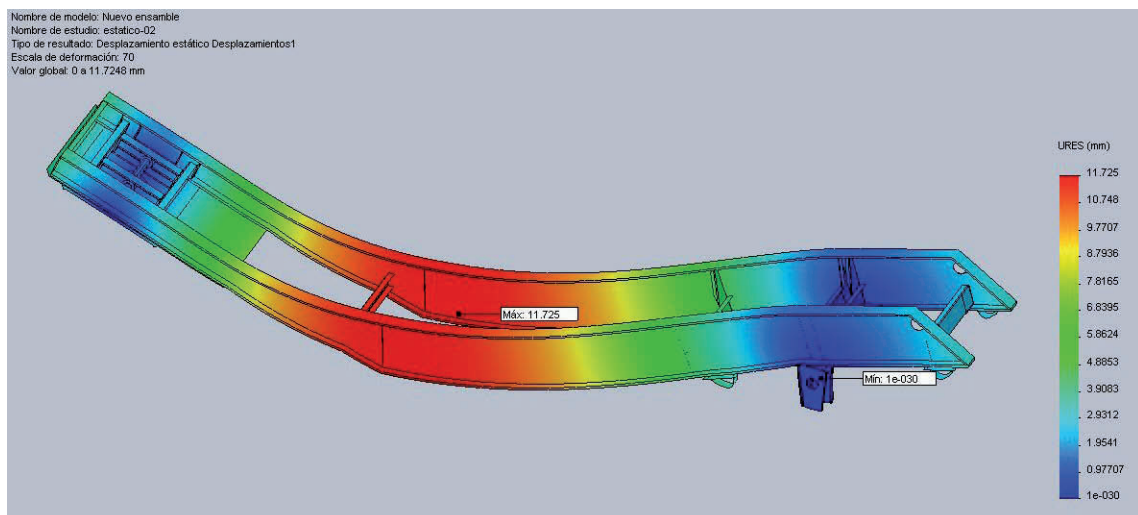


Figura 10: Desplazamientos resultantes (URES) en la estructura del chasis

8.2 Cálculo de frecuencias:

En el análisis de modo normal, las frecuencias naturales obtenidas son usadas para relacionar las condiciones operativas del remolque mientras los modos propios son usados para determinar si el diseño y localización de los componentes sobre el chasis es adecuado. Un estudio preliminar fue llevado a cabo para determinar las condiciones de borde adecuadas. La primera simulación fue realizada sin utilizar las restricciones correspondientes, actuando la estructura con la condición de modo rígido. Los seis primeros modos son prácticamente nulos determinando las primeras frecuencias a partir de séptimo modo. Luego fue calculada con las restricciones correspondientes, sin cargas.

Las frecuencias naturales y los correspondientes modos propios de los primeros seis (6) modos son mostrados por la [Figura 11](#) y la [Tabla 2](#). Los contornos rellenos (“contour fill”) nos muestran los valores de traslación total del chasis bajo el modo de vibración correspondiente. Los primeros cuatro (4) son globales mientras que un modo local comienza con el quinto modo a 81,56 [Hz]. El modo dominante es a flexión el cual ocurre a 34,287 [Hz] con una traslación máxima experimentada en el centro del chasis (punto medio entre BC1 y BC2). El segundo modo es un modo de flexión vertical a 43,47 [Hz], con dos puntos nodales muy cerca de los ejes frontal y primer eje trasero. El primer modo a torsión ocurre para el tercer modo a 59,76 [Hz], con los puntos nodales muy cerca del eje frontal y la manota central en la parte de atrás. En estos dos modos la máxima traslación ocurre en el sector medio de los largueros. El cuarto modo es una flexión cruzada a 62,04 [Hz] con dos puntos nodales hacia el centro de la viga, alejándose de los ejes. El quinto modo ocurre en el chapón frontal inferior y se presenta a 81,56 [Hz]. Este miembro, además experimenta el valor máximo de desplazamiento en el quinto modo, el cual es un modo de flexión. El sexto modo corresponde a una flexión lateral con tres puntos nodales a 86,73 Hz] con el máximo desplazamiento en la parte posterior del sector medio (ver [Figura 11](#)).

Las características dinámicas del chasis son muy importantes, sobre todo cuando las relacionamos con su estado de operación. Durante el proceso de trabajo, el chasis está sujeto a un conjunto de fuerzas provenientes de diferentes lugares, tales como el motor, sistema de transmisión, piso de la carretera, tipo de material transportado, entre otros. Cuando éste se desplaza por una carretera o por caminos rurales, experimenta excitaciones provenientes de la mayor o menor rugosidad del piso, cada una de estas fuerzas de excitación tiene una frecuencia característica, las que al coincidir con la frecuencia natural del modelo resultará en un fenómeno de resonancia.

La frecuencia natural del chasis no debe coincidir con el rango de frecuencia de los ejes debido a que estos también pueden causar resonancia, dando origen a valores elevados de flexión y tensiones, incitando a fuertes vibraciones no deseadas durante el proceso de manejo. De todas las fuentes de excitación la de la carretera representa el principal disturbio o perturbación, con valores típicos situados en un rango de 0 a 100 [Hz]. Cuando el vehículo se desplaza a velocidades relativamente altas, la excitación se produce alrededor de las 3000 [rpm] o 50 [Hz], ver [Teo Han Fui, Roslan Abd. Rahman, 2007](#). Este valor es cercano al segundo y tercer modo de las frecuencias naturales.

El factor de participación de masa (ver [Tabla 3](#)) es solo una manera aproximada de indicar si un número suficiente de modos está incluido en el análisis. Nos indica cuantitativamente el factor de participación de cada modo en la respuesta dinámica de la estructura. El valor recomendado por las normas es de 0.80, pero al utilizar elementos mixtos (sólido y cáscaras), resulta dificultoso reunir este valor.

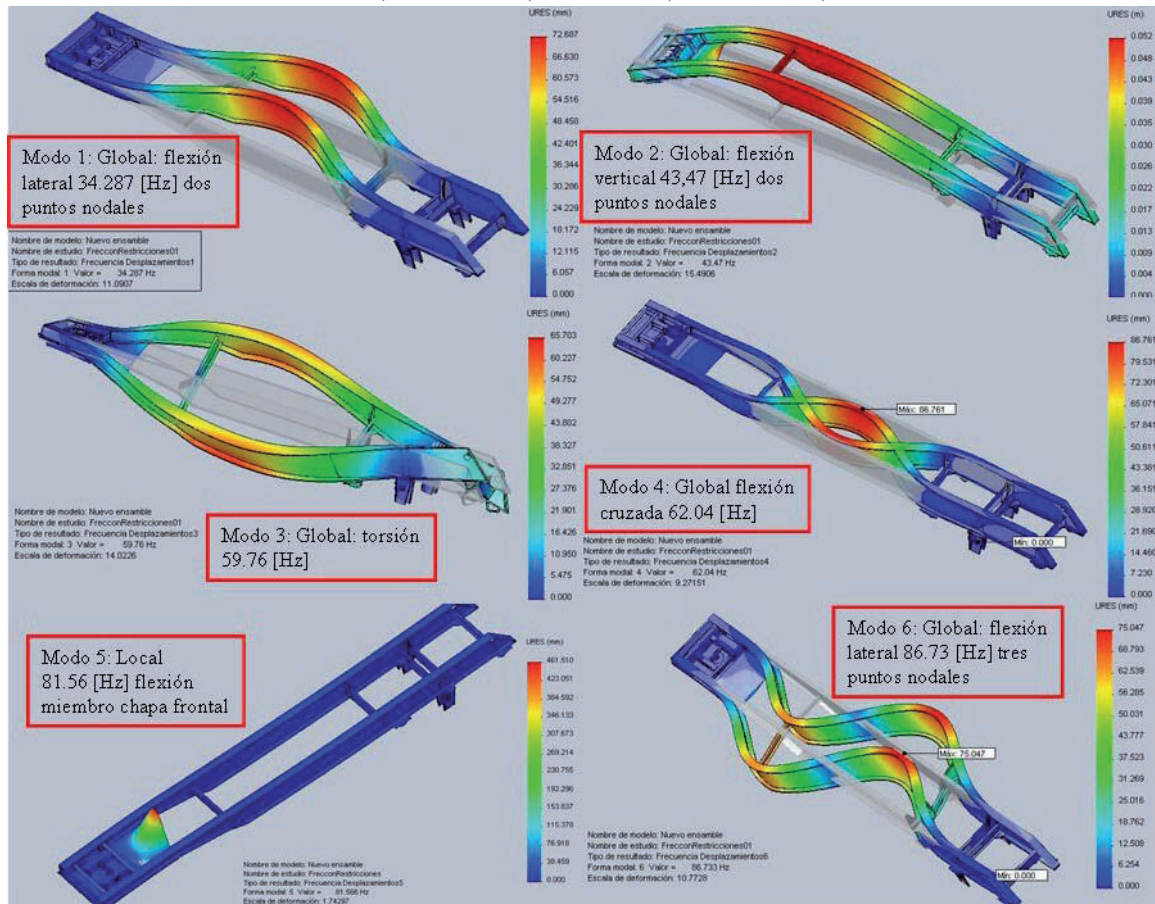


Figura 11: Frecuencias naturales asociadas con el entorno operativo del chasis de semirremolque.

Nº de modo	Frecuencia [Rad/seg]	Frecuencia [Hz]	Período [seg.]
1	215.43	34,287	0.02917
2	273.13	43,470	0.02300
3	375.48	59,760	0.01673
4	389.81	62,040	0.01612
5	512.49	81,566	0.01226
6	544.96	86,733	0.01153
7	586.94	93,415	0.01071
8	606.68	96,556	0.01036
9	614.28	97,765	0.01023
10	669.58	106,57	0.00938
11	753.58	119,94	0.00834
12	794.29	126,41	0.00791

Tabla 2: Modos naturales de vibración

Cuando este valor es muy bajo, nos dice que los modos de altas frecuencias (típicamente los axiales) no han sido incluidos. Los modos cruciales que debemos tener en cuenta son los de flexión, ya que resultan la base para un análisis vibratorio, sobre todo del movimiento base, mientras que los modos axiales son de menor importancia. De hecho el que tengamos el valor establecido anteriormente, no nos garantiza que todos los modos importantes hayan sido incluidos. Más aún, un buen análisis de los resultados, con una descripción espacial precisa de los modos más altos y una descripción detallada de las cargas transientes es muy importante.

Nº de modo	Frecuencia [Hz]	Dirección X	Dirección Y	Dirección Z
1	34.287	0.0003	0.2162	0.0193
2	43.470	0.0006	0.0171	0.2488
3	59.760	0.0042	0.2653	0.0199
4	62.040	0.1846	0.0055	0.0017
5	81.566	0.0172	0.0011	0.0006
6	86.733	0.0075	0.0000	0.0021
7	93.415	0.0490	0.0009	0.0724
8	96.556	0.0081	0.0000	0.0003
9	97.765	0.0028	0.0003	0.0011
10	106.57	0.0260	0.2313	0.0147
11	119.94	0.0045	0.0371	0.0056
12	126.41	0.0014	0.0028	0.0048
	factor	Suma X = 0.069662	Suma Y = 0.25622	Suma Z = 0.25079

Tabla 3: factor de participación de masa

9. ANALISIS FINAL Y POSIBLES MEJORAMIENTOS:

De los estudios correspondientes podemos realizar algunas sugerencias de mejora sobre la respuesta vibracional de la estructura. Del análisis de modos normales, podemos observar que el chapón frontal muestra las más altas traslaciones, a una frecuencia de 81,56 [Hz]. A esa frecuencia podemos inferir que la mayor causa de perturbación proviene de la carretera. La deformación por flexión causará concentración de altas tensiones en las juntas de los miembros estructurales, sobre todo en la región donde los miembros transversales se encuentran ligados a los perfiles principales. Para evitar estos inconvenientes y su propagación a través del modelo, se sugiere controlar los procesos de soldadura o bien el tipo de unión de las juntas.

Un punto importante está relacionado con la localización de los puntos nodales (críticos) de los diferentes modos. Para efectivamente reducir la excitación desde la propia suspensión es importante localizar, en la medida que el diseño lo permita la localización de los ejes en una posición lo mas cercana posible a estos puntos nodales, en especial los correspondientes al modo vertical de flexión. Realizado esto, ninguna o muy poca energía de excitación serán transferidas desde la suspensión al chasis, (ver [Figura 12](#))

El análisis de tensiones nos muestra una concentración en zonas de aristas agudas. Sin embargo este valor no es tan alto como el que aparece en las zonas de las manotas, sobre todo en la placa base unida al ala inferior de los perfiles principales. Este valor puede

reducirse mejorando el diseño y evitando aristas salientes o agudas. Aparte las juntas soldadas son zonas propensas a concentrar tensiones, por lo que el proceso de soldado es muy importante en la etapa de fabricación y sobre el cual hay que prestar atención especial, además estas áreas son propensas a concentrar fatiga. La idea es construir el chasis con las menores juntas soldadas posibles y usando los tecnologías mas modernas al alcance del fabricante.

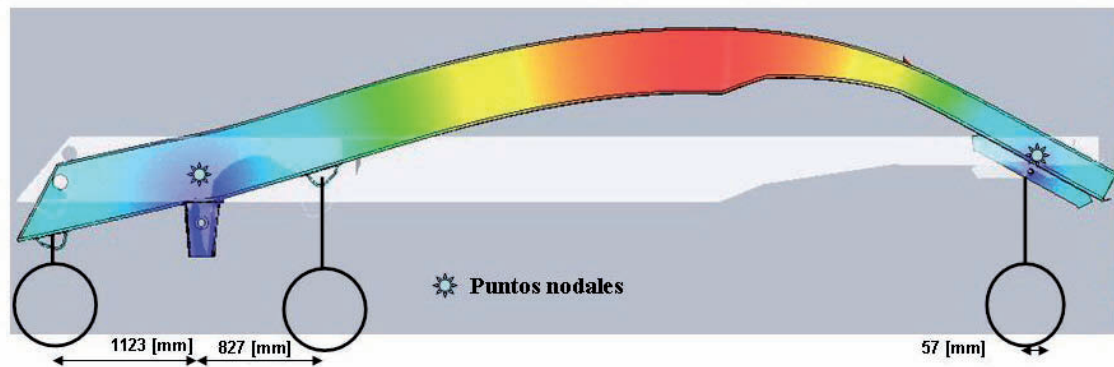


Figura 12: posición de los puntos nodales de segundo modo a flexión respecto de los ejes del chasis

10. CONCLUSIONES:

Este trabajo se ha focalizado en la determinación de las características dinámicas (las frecuencias naturales y los modos propios) de un semirremolque de vuelco lateral, investigando donde conviene montar la carga y otros componentes en función de la posición de los puntos nodales y de la respuesta de la estructura bajo condiciones de carga estática. Las primeras seis frecuencias naturales están por debajo de los 100 [Hz] y varían desde 34.287 a 86,73 [Hz]. Para los primeros cuatro modos el chasis experimenta vibraciones globales, excepto el quinto modo donde encontramos una vibración de tipo local. Las vibraciones globales incluyen torsión, flexión lateral, vertical y cruzada, con dos y tres puntos nodales. Se observa poca separación de los puntos nodales respecto a los ejes, por lo que concluimos que está bastante bien diseñado desde el punto de vista de eliminar vibraciones no deseadas. Sin embargo, tenemos gran parte de la carga aplicada en la zona de mayor deflexión.

Para el análisis estático lineal, la distribución de tensiones y deformaciones ha sido calculada para una distribución simétrica de carga. Esto deberá completarse a futuro con una simulación estática pero con distribución asimétrica (e.g. cuando el vehículo atraviesa un lomo o un agujero en el piso) observando los valores de tensión y deformación. Una vez realizado este último cálculo estamos en condiciones de incorporarle un análisis de fatiga de amplitud variable, simulando un desplazamiento por un piso irregular.

Con el valor de carga calculado, superior en unas 1.8 veces la carga real máxima transportada, los valores de tensión obtenidos se encuentran cercanos al límite elástico, salvo la tensión localizada en la manota central, inconveniente subsanable desde el punto de vista numérico, por medio de correcciones geométricas o con un mayor refinamiento. Estos valores son aceptables para los materiales utilizados y las tolerancias permitidas, dejando una posibilidad de estudio para optimizar espesores o la incorporación de nuevos materiales que aligeren la estructura (e.g. aceros microaleados).

11. AGRADECIMIENTOS:

Los autores agradecen la colaboración de la empresa Hermann SRL de la ciudad de Gualeguachú (Pcia. de Entre Ríos), por los datos y modelos aportados. Hermann S.R.L., Parque Industrial Gualeguaychú, (2820) Gualeguaychú (E.R.); a la empresa DisegnoSoft SRL CAD/CAM SYSTEMS Belisario Roldan 224 – San Francisco Pcia. Córdoba – Argentina por facilitar el uso del Software y a la Universidad Nacional del Litoral – Facultad de Ingeniería y Ciencias Hídricas- Pje. El Pozo – Ciudad Universitaria- Santa Fe – Argentina, por el apoyo al trabajo realizado.

12. REFERENCIAS:

- C. Karaoglu and N. S. Kuralay, Stress Analysis of a Truck Chassis with Riveted Joints, Elsevier Science Publishers B. V. Amsterdam, the Netherlands, Volume 38, 1115 – 1130, 2000.
- Teo Han Fui, Roslan Abd. Rahman, statics and dynamics structural analysis of a 4.5 ton truck chassis, Jurnal Mekanikal No. 24, 56 – 67, December 2007,
- Roslan Abd Rahman, Mohd Nasir Tamin, Ojo Kurdi, stress analysis of heavy duty truck chassis as a preliminary data for its fatigue life prediction using fem, Jurnal Mekanikal, No. 26, 76 – 85., December 2008.
- Fermer, G. McNally y G. Sandin, Fatigue Life Analysis of Volvo S80 Bi-Fuel using MSC/Fatigue, Worldwide MSC Automotive Conference, Germany, September, 1999.
- F. A. Conle and C.-C. Chu, Fatigue Analysis and the Local Stress-strain Approach in Complex Vehicular Structures, International journal of fatigue (Int. j. fatigue), 1997.
- W. G. Ferreira, F. Martins, S. Kameoka, A. S. Salloum, and J. T. Kaeya, Structural Optimization of Automotive Components Applied to Durability Problems, SAE Technical Papers, 2003.
- M. Fermér and H. Svensson, Industrial Experiences of FE-based Fatigue Life Predictions of Welded Automotive Structures, Fatigue & Fracture of Engineering Materials and Structures 24 (7), 489–500, 2001.
- R. R. P. Filho, J. C. C. Rezende, M.de F. Leal, J. A. F. Borges, Automotive Frame Optimization, 12th International Mobility Technology Congress and Exhibition, Sao Paulo, Brasil, November 18 – 20, 2003.
- C. Cosme, A. Ghasemi, and J. Gandevia, Application of Computer Aided Engineering in the Design of Heavy – Duty Truck Frames, International Truck & Bus Meeting & Exposition, Detroit, Michigan November 15 – 17, 1999.
- Vidosic, J.P, Machine Design Project, Ronald Press, New York, 1957.
- Johansson, I., Edlund, S., Optimization of Vehicle Dynamics in Trucks by Use of Full Vehicle FE-Models, Göteborg, Sweden, Department of Vehicle Dynamics & Chassis Technology, Volvo Truck Corporation, 1993.
- Manual SolidWorks Simulation Designer, Professional, Advanced and Non lineal. Dassault Systèmes SolidWorks Corporation – 300 Baker Avenue, Concord, Massachusetts 01742 USA, 2009.
- Ed Akin, Book CosmosWorks Displayed: Basic Theory and Application. Rice University – Houston – Texas September 2007.
- Joseph Shigley – Larry Mitchels, Mechanical Engineering Design. McGraw Hill Inc. USA ISBN 07-056888-X., 1985