



*II CAIM 2010
Segundo Congreso Argentino
de Ingeniería Mecánica
San Juan - Noviembre 2010*

CÁLCULO DE CHASIS TUBULARES

Rafael E. Albrecht, Esteban Rodriguez Capovilla

**Grupo Tecnológico Automotor – UTN – Facultad Regional Santa Fe
Lavaise 610 – (3000) Santa Fe – Argentina**

E-mail: rafasfrc@hotmail.com

RESUMEN

El objetivo de este proyecto es el de establecer un método de cálculo que permita diseñar un chasis tubular de una manera en la que se puedan controlar todos los parámetros que conciernen al diseño para poder obtener un chasis lo más ligero, resistente y económico posible, todo ello teniendo en cuenta que el tiempo disponible es limitado y que debe atenderse al reglamento de la categoría donde participará.

En primer lugar es necesario saber cuándo se puede dar por válido un chasis en cuanto a su resistencia. Para ello es imprescindible conocer los criterios que utilizan los diseñadores de chasis tubulares en diferentes competiciones como pueden ser la Fórmula Renault, Turismo de carretera, TC 2000, TC 850, Turismo santafesino, etc.

Una vez que ya se conocen los límites que no se deben sobrepasar hay que decidirse por las herramientas de cálculo que deben utilizarse. La teoría de los elementos finitos sería la ideal para este trabajo.

Para la aplicación de estas teorías es necesario hacer un dibujo aproximado del chasis teniendo en cuenta los modos de fabricación de los que dispone un chasista a la hora de construir una estructura tubular como ésta, al igual que dónde y cómo están aplicadas las fuerzas sobre dicha estructura generadas en distintas hipótesis de cálculo, como ser un impacto lateral, un vuelco, un golpe al piano, etc.

Para el cálculo de utilizamos el software de cálculo por elementos finitos COSMOS, configurando las fuerzas y las reacciones producidas de acuerdo a los requerimientos de los esfuerzos que deseamos estudiar.

Palabras Claves: Análisis Vehicular, Cálculo por elementos finitos, Simulación, Vehículo.

1 **INTRODUCCIÓN**

En el año 2009 el Grupo Tecnológico Automotor de la UTN Regional Santa Fe decidió iniciar el proyecto de diseñar y construir un auto de carrera para competir en la categoría Fiat 600 TS (Figura 1).

La primera etapa del proyecto fue realizar el diseño y cálculo chasis tubular o armadura de seguridad (Figura 2) cuya principal función es la de reforzar el chasis original del Fiat 600 con la finalidad de disminuir las deformaciones que se puedan generar de acuerdo a lo permitido en el reglamento técnico de la categoría.



Figura 1: Ejemplo de Fiat 600 TS

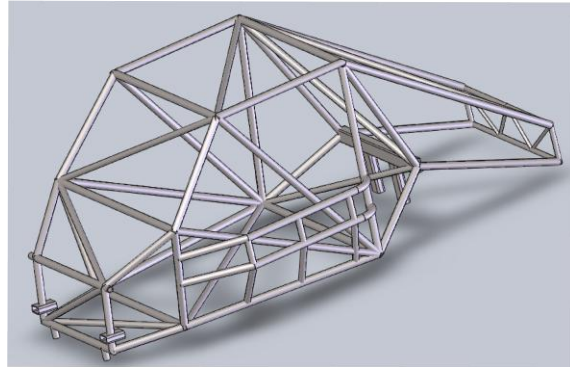


Figura 2: Diseño de jaula para Fiat 600

2 **CARACTERÍSTICAS DEL VEHÍCULO**

Las principales características del automóvil en estudio, a partir de las cuales se obtuvieron las hipótesis de cálculo, son:

- Chasis tubular: tubos de $\varnothing 40$ y 32 mm y espesores de $1,2$ y $1,6$ mm respectivamente.
- Motor: Fiat Tipo 1400 cc
- Potencia aproximada: 63 CV DIN a 5.200 rpm
- Par máximo: 10.4 kgm a 3.000 rpm.
- Régimen máximo: 7.000 rpm.
- Tracción: a las ruedas traseras.
- Peso: 650 kg.
- Suspensión anterior: de ruedas independientes con ballesta transversal y amortiguadores hidráulicos telescópicos de doble efecto.
- Suspensión posterior: de ruedas independientes con muelles helicoidales y amortiguadores hidráulicos telescópicos de doble efecto.
- Frenos: delanteros de disco macizo de 6 mm y trasero de campana, frenada delantero/trasero regulable.
- Dirección: A tornillo sinfín y sector helicoidal.
- Caja de velocidades: cambio de velocidades manual con palanca de cambios al piso. De cuatro velocidades hacia adelante y marcha atrás.
- Transmisión: diferencial incorporado a la caja.

3 LA MODELIZACIÓN GEOMÉTRICA DEL CHASIS

El chasis fue modelado en el software de CAD 3D Solid Works 2006 SP0.0 mediante líneas en croquis espaciales a las cuales luego se les asignó las secciones correspondientes.

Su diseño está hecho en base a los parámetros impuestos en el reglamento de la categoría en la que competirá el automóvil [1] contemplándose:

- Estudio de la rigidez del chasis para permitir así modificar las características de transferencia de peso y controlar su comportamiento como así también peso, espacio, costo, resistencia de los materiales utilizados, etc.
- Análisis del diseño de carrocerías y manufactura de las mismas para garantizar la seguridad del conductor del vehículo.
- Análisis volumétrico para garantizar las condiciones de visibilidad y habitabilidad requeridas para obtener la máxima concentración y desarrollo de las capacidades del conductor.
- Determinación de los valores mínimos puntuales que deba soportar puntualmente ésta en cada una de las direcciones, ya sea por choque contra algún elemento fijo a tierra u otro vehículo de manera tal que las desaceleraciones que sufra el conductor no sean excesivas.

Las fuerzas de sujeción se aplican directamente sobre el chasis en donde están los anclajes de la suspensión delantera y trasera.

En cada ensayo las fuerzas externas variaran su aplicación y magnitud según lo demande el caso.

El material utilizado para las barras es acero SAE 1015 estirado en frío, que tiene las siguientes propiedades mecánicas:

- $E = 2,1 \times 10^6$ [MPa]
- $G = 8 \times 10^6$ [MPa]
- $\sigma_e = 325$ [MPa]

4 Método de cálculo utilizado

Debido a la complejidad geométrica que presenta el chasis tubular, el cálculo del mismo se realizó mediante el método de elementos finitos con elementos de viga elástica a las cuales el software asignó las propiedades correspondientes a cada sección en forma automática de acuerdo a lo diseñado.

El programa utiliza automáticamente una malla de viga e identifica juntas para miembros estructurales que se tocan o interfieren y miembros estructurales que no se tocan dentro de una cierta distancia (tolerancia). Un elemento de viga es un elemento de línea definido por dos puntos finales y una sección transversal. Los elementos de viga pueden resistir cargas axiales, de flexión, cortantes y de torsión. Si se usa con piezas soldadas, el software define las propiedades transversales y detecta las juntas.

5 ANÁLISIS DEL CHASIS

Con el objetivo de satisfacer los requisitos de diseño antes mencionados se realizaron las siguientes verificaciones de cálculo:

1. Comprobación de la rigidez torsional
2. Frecuencias naturales de oscilación
3. Comportamiento en una frenada brusca
4. Comportamiento en una aceleración brusca
5. Comportamiento en el golpe a un lomo
6. Comportamiento ante un vuelco

5.1 COMPROBACIÓN DE LA RIGIDEZ TORSIONAL

Antes de comprobar que el coche soporta bajo las hipótesis de carga ya definidas, se debe verificar si es poco deformable frente a la torsión ya que este es un parámetro imprescindible a tener en cuenta para la puesta a punto de la suspensión del mismo [2]. Para ello se utiliza COSMOS.

Se sujeta el chasis desde los anclajes de suspensión menos uno, quitándole los 6 grados de libertad a estos. Luego se ejerce una fuerza de 1625 [N] hacia arriba simulando la reacción de la suspensión sobre el anclaje que no quedo sujeto, esto genera un momento de 1210,625 [Nm] debido a que el anclaje del amortiguador del lado opuesto esta a 0,745 [m] como se ve en la figura 3.

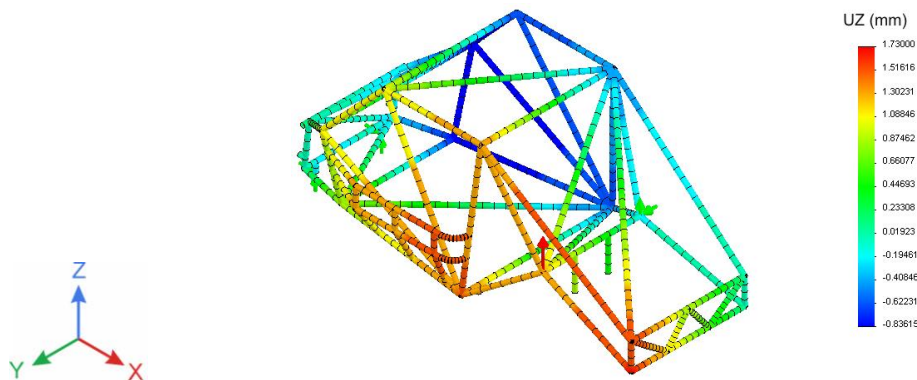


Figura 3: Estudio de la torsión del chasis 1.

Se observa como varía la deformación a lo largo del eje Z, esto es porque nos interesa saber cuánto se modificó la estructura en el punto de aplicación de la fuerza en dicha dirección para calcular de esta manera la deformación angular del chasis, siendo ésta la que se obtiene con la ecuación 1:

$$\alpha = \arctan\left(\frac{1,36[mm]}{745[mm]}\right) = 0^{\circ}6' \quad (1)$$

La rigidez torsional se calcula con la ecuación 2:

$$k_{torsional} = \frac{1210,625[Nm]}{0^{\circ}6'} = 11574,57\left[\frac{Nm}{o}\right] \quad (2)$$

También nos interesa saber la deformación unitaria en [°/mm] del chasis, la obtenemos por medio de la formula 3

$$\theta_u = \frac{0^{\circ}6'}{1,8885[m]} = 0^{\circ}3' \left[\frac{1}{mm}\right] \quad (3)$$

Con este resultado podemos evaluar que sucede con la alineación cuando se deforma la estructura y en qué grado influye.

Se ensaya también la torsión en sentido opuesto para corroborar la simetría del chasis (fig.4).

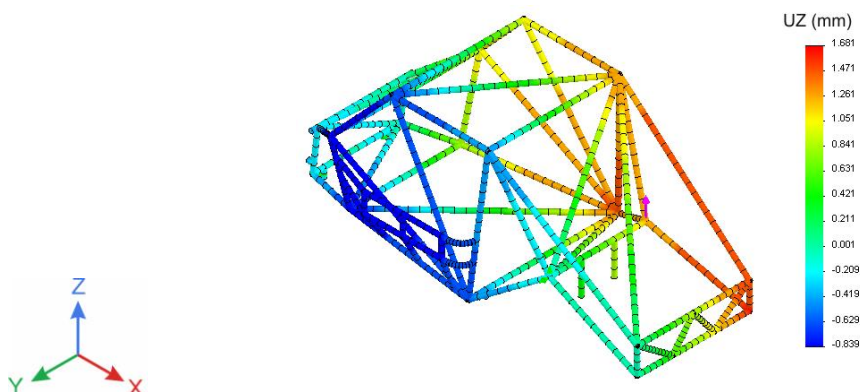


Figura 4: Estudio de la torsión del chasis 2.

Como se puede ver los resultados son muy semejantes al estudio anterior, por lo tanto comprobamos que la jaula está diseñada simétricamente para resistir los esfuerzos torsionales.

5.2 Frecuencia natural de oscilación

Las características dinámicas del chasis son muy importantes, sobre todo cuando las relacionamos con su estado de operación. Durante una carrera, el chasis está sujeto a un conjunto de fuerzas provenientes de diferentes lugares, tales como el motor, sistema de transmisión, estado de la pista, entre otros. 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 produciendo deformaciones [5].

Mediante COSMOS obtuvimos 5 frecuencias naturales con la respectiva participación en masa del chasis.

Tabla 1: Participación de masa en la frecuencia natural.

Participación de masa				
Nº de modo	Frecuencia [Hz]	Dirección X	Dirección Y	Dirección Z
1	18.626	0.024923	0.010864	0.64544
2	32.365	0.012561	0.12475	0.031306
3	45.153	0.026938	0.016021	0.0013682
4	60.309	0.0054034	0.0058522	0.0068223
5	62.475	0.0019564	0.0071034	0.0031495
Σ		0.071782	0.16459	0.68808

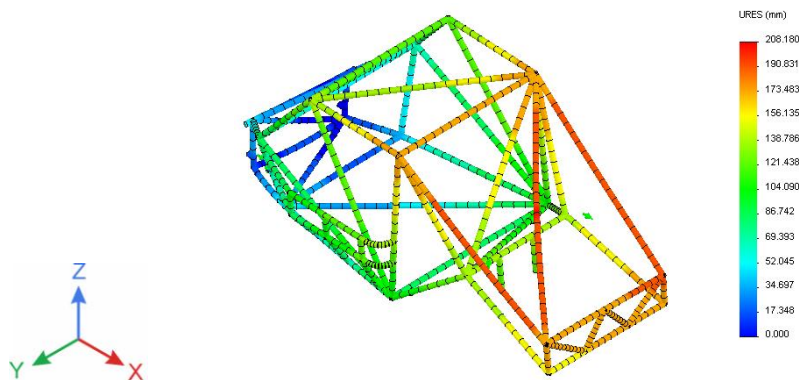


Figura 5: Estudio de la frecuencia natural 1.

Como se aprecia en la tabla 1 y en la figura 5 la frecuencia más desfavorable es 18,626 [Hz] debido a la alta participación de masa del chasis, un 68%, cuando se alcanza esta frecuencia de oscilación. Con estos resultados concluimos que tan peligroso puede ser coincidir con ella, se puede ver que las partes más afectadas se desplazan en 210 [mm] de su lugar. Debido al punto del chasis donde es máxima esta deformación puede ser que las vibraciones sean transmitidas por el motor o por la suspensión trasera, como solución se podría optar por bujes o topes que absorban mejor estas vibraciones de modo que no sean transmitidas a la estructura.

Los ensayos con las demás frecuencias se muestran a continuación en las figuras 6, 7, 8 y 9, siendo estos de menor importancia ya que no afectan a un porcentaje significativo de la estructura. De todos modos se deben tener en cuenta a la hora del diseño porque estos pueden provocar vibraciones en la dirección que afecten la alineación o hagan la conducción más dificultosa.

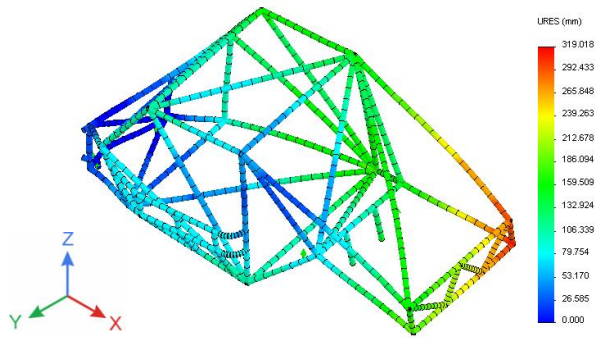
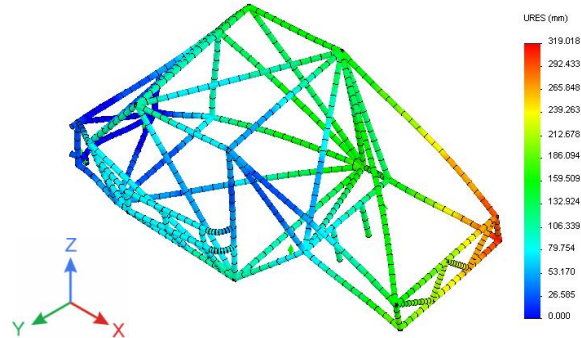


Figura 6: Estudio de la frecuencia natural 2



.Figura 7: Estudio de la frecuencia natural 3.

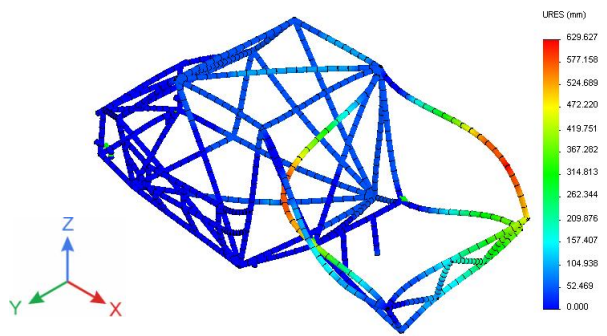


Figura 8: Estudio de la frecuencia natural 4.

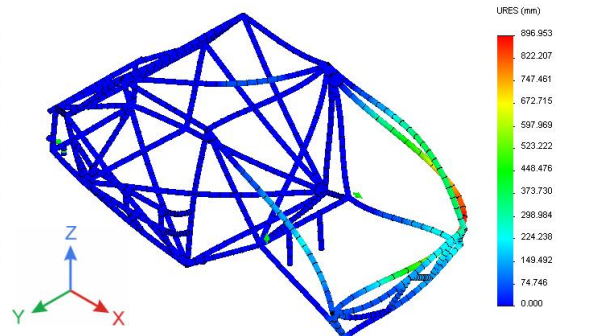


Figura 9: Estudio de la frecuencia natural 5.

5.3 Comportamiento en una frenada brusca

En este caso se evaluó el chasis sujetado isostáticamente de todos los anclajes de suspensión para ensayar las deformaciones que sufrirá ante una frenada brusca.

Como criterio de carga se utilizó la hipótesis de que durante el frenado todo el peso del vehículo descansa sobre las 2 ruedas delanteras, produciendo una desaceleración de 1G. Para saber qué esfuerzo le transmite al chasis el frenado se hizo la reducción de fuerzas a los anclajes de las parrillas de suspensión delanteras y del paquete de elásticos (figura 10) [1].

El análisis de fuerzas equivalentes nos da como resultado:

- en dirección del eje X: en la parrilla de suspensión tenemos aplicadas en los dos anclajes fuerzas de 812,5 [N] cada una. Mientras que en el anclaje del paquete de elásticos la fuerza será de -1625 [N].
- en dirección del eje Y: en uno de los anclajes de la parrilla de suspensión una fuerza de -2437,5 [N], en el otro anclaje la fuerza aplicada es de 812,5 [N]. En el anclaje del paquete de elástico la fuerza será de 1625 [N]. Esto es para el lado del piloto, del lado opuesto las fuerzas tienen el sentido contrario.
- en dirección del eje Z: en el anclaje del paquete de elásticos una fuerza de 3250 [N].

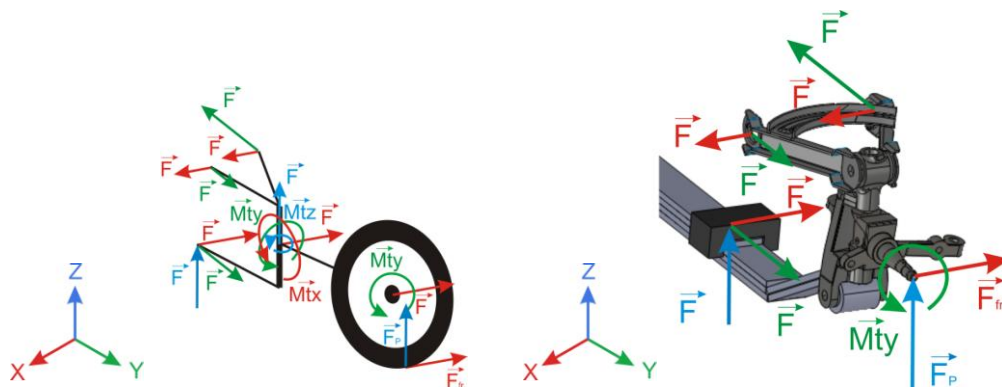


Figura 10: Reducción de fuerzas de frenado.

Luego del análisis en COSMOS tenemos una tentativa de lo que puede suceder en la realidad.

La barra más solicitada a tracción soporta un esfuerzo de 22,6 [MPa] y la más solicitada a compresión de 8,7 [MPa]. Esto nos da la seguridad de que la estructura está trabajando a un valor muy alejado del límite elástico del material, por ende la estructura no tendrá problemas a la hora de soportar este esfuerzo ya que siempre lo hará en el período elástico del material de la estructura. Esto se ve en la figura 11.

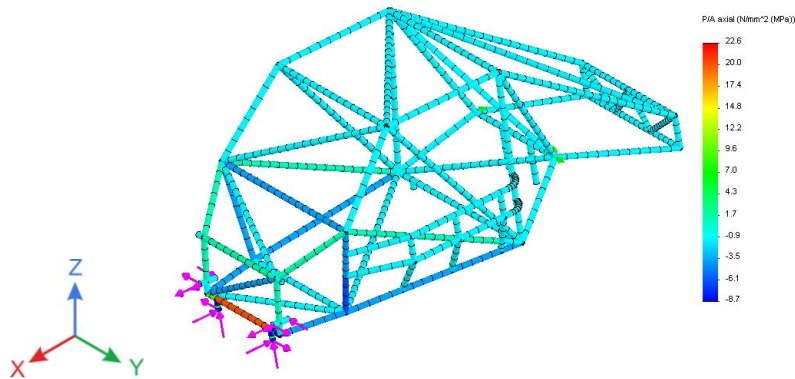


Figura 11: Estudio de frenada brusca, esfuerzos axiales.

También lo podemos comprobar para el estudio a POR CASO que ofrece COSMOS, este se basa en calcular automáticamente las tensiones más altas en un punto crítico de la sección transversal mediante la combinación de tensiones axiales y de flexión.

El resultado arrojado es que el punto más solicitado lo estará a una tensión de 118,7 [MPa], siendo esta una zona de trabajo segura, donde solo ocurrirán deformaciones elásticas. Se observa en la figura 12.

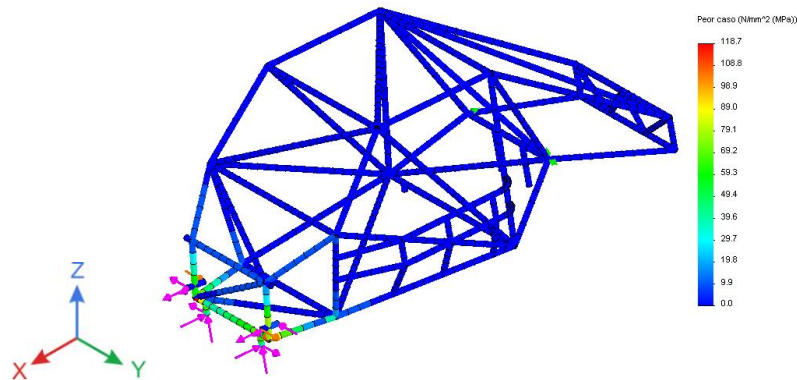


Figura 12: Estudio de frenada brusca, peor caso.

En tema de deformaciones se analizan en el eje X, con una máxima de 0,376 [mm] (fig. 13) y en Z, con máxima de 0,277 [mm] (fig.14). Este estudio se realiza para comprender que sucederá en la realidad así podemos saber cómo las distorsiones afectaran la alineación de las ruedas delanteras.

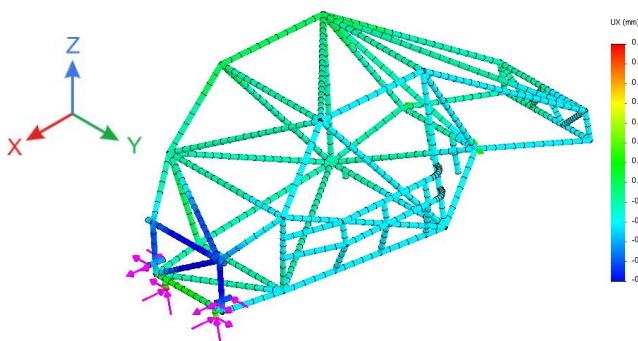


Figura 13: Estudio de frenada brusca, deformación eje X.

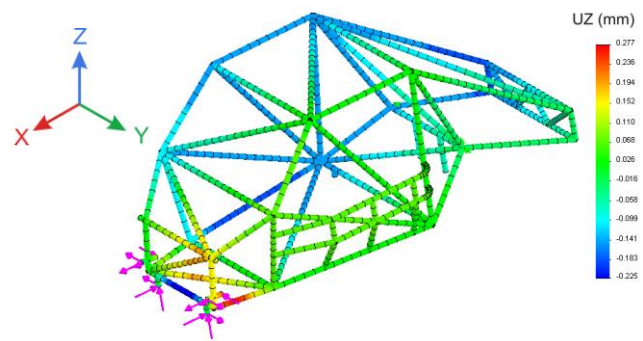


Figura 14: Estudio de frenada brusca, deformación eje Z.

5.4 Comportamiento en una aceleración brusca

Ahora se evalúa el chasis sujetado isostáticamente de todos los anclajes de suspensión para ensayar las deformaciones que sufrirá ante una aceleración brusca.

El criterio de carga utilizado se basa en que ante una aceleración brusca, 1G, se le transmitirá a las parrillas de suspensión traseras por medio del neumático una fuerza positiva en dirección del eje X de 3250 [N] equivalente a la mitad del peso del auto y otra del mismo valor pero en dirección del eje Z y sentido positivo también, transmitida por el peso propio del vehículo. En los anclajes de dichas parrillas se traducirán como esfuerzos que se ven en la figura 15 y se explican a continuación:

- en dirección del eje X: una fuerza de 1625 [N] aplicada en cada uno de los anclajes.
- en dirección del eje Y: analizando para la parrilla del lado del piloto, en el anclaje más próximo a él tendremos una fuerza de -1625 [N] y en el otro anclaje se aplica un fuerza igual pero de sentido contrario.
- en dirección del eje Z: tenemos una fuerza de 1625 [N] aplicada en cada anclaje.

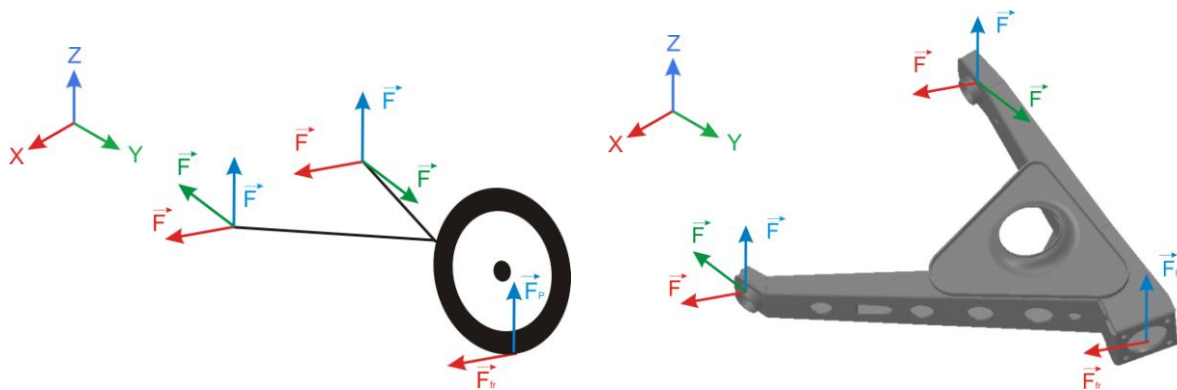


Figura 15: Reducción de fuerzas de aceleración

Luego de ejecutar el análisis en COSMOS obtenemos aproximaciones de lo que puede suceder en la realidad con el chasis diseñado

La barra más solicitada a tracción soporta un esfuerzo de 24,8 [MPa] y la más solicitada a compresión de 17,9 [MPa]. Con estos resultados podemos decir preliminarmente que la estructura soporta este tipo de esfuerzos sin acercarse al límite elástico del material, por ende trabaja en la zona deseada. Los resultados gráficos se observan en la figura 16.

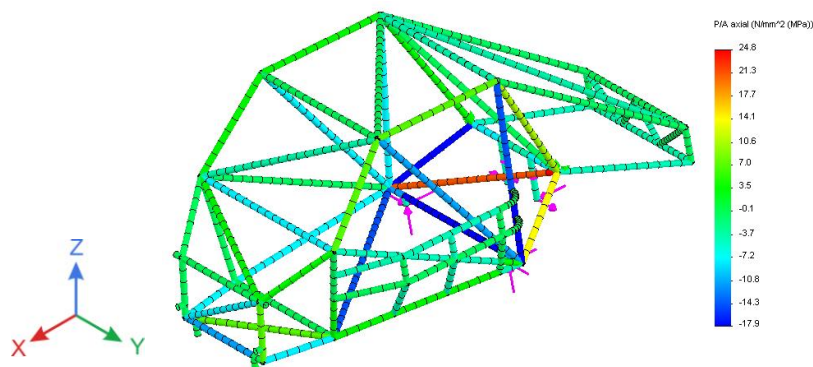


Figura 16: Estudio de aceleración brusca, esfuerzos axiales

En el estudio de PEOR CASO comprobamos lo dicho anteriormente ya que el punto más solicitado debe soportar una tensión de 212,7 [MPa] como se muestra en la figura 17, comprobándonos, ahora sí que el material de los caños trabaja dentro de los valores deseados soportando el esfuerzo combinado que le proponemos en este estudio y la estructura no sufrirá deformaciones permanentes que afecten la dinámica del vehículo [3].

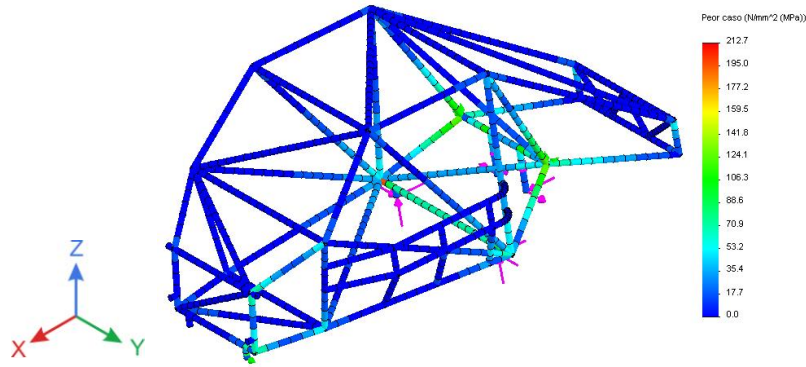


Figura 17: Estudio de aceleración brusca, peor caso

Ahora analizamos las deformaciones consecuentes de la aceleración a lo largo del eje X y Z mostrada en las figuras 18 y 19. La máxima deformación en X es de -3,283 [mm] y en z de 2,481[mm]. Con los valores obtenidos reafirmamos lo dicho para el análisis a PEOR CASO, ya que las deformaciones no son excesivas.

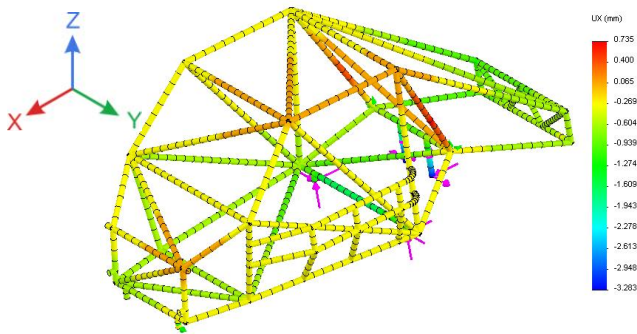


Figura 18: Estudio de aceleración brusca, deformación eje x

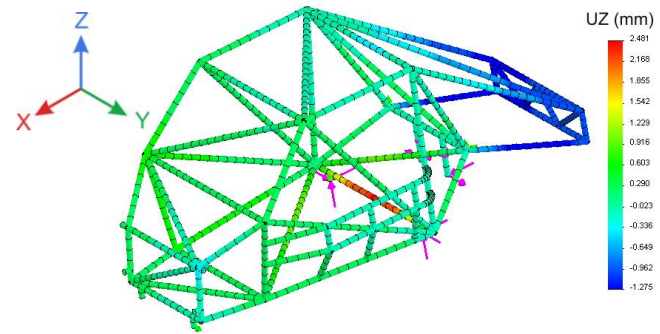


Figura 19: Estudio de aceleración brusca, deformación eje z

5.5 Comportamiento en el golpe a un lomo

En este ensayo se sujeta el chasis isostáticamente de 3 puntos de anclaje de la suspensión, y se carga el restante con una fuerza positiva en dirección del eje Z simulando el golpe de una rueda a un lomo, por esto se tomó un coeficiente dinámico de dos ($k_d=2$) aplicado a la carga estática sobre esta rueda. Este efecto sería el producido por el amortiguador sobre su anclaje al chasis [4]. La fuerza tiene un valor de 3250 [N] obtenida con la ecuación 4.

$$\vec{F}_d = k_d \cdot \vec{F}_{est} = 2.1625[N] = 3250[N] \quad (4)$$

Para el caso de tensiones axiales las barras más solicitadas a tracción soportan 17,8 [MPa] y a compresión 17,2 [MPa]. En la figura 20 se puede ver lo dicho anteriormente como así también a qué tipo de sollicitación está sometida cada barra. Se nota que trabajan a valores muy lejanos al límite elástico.

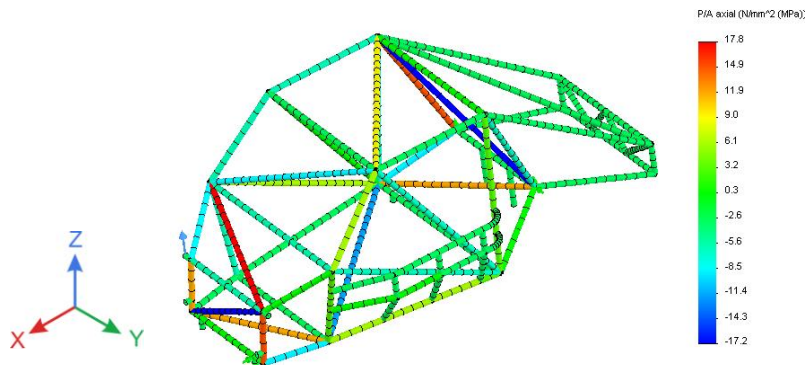


Figura 20: Estudio de golpe a piano, esfuerzos axiales

Como vimos antes, el estudio a PEOR CASO nos muestra cual es el punto más afectado utilizando esfuerzos combinados para la simulación. En este caso vemos que el sector más solicitado lo está a 144,7 [MPa], es un valor que la estructura resiste con seguridad de que no ocurra una deformación permanente en ella que modifique la puesta a punto de alineación del vehículo. En la figura 21 se pueden ver estos resultados gráficamente.

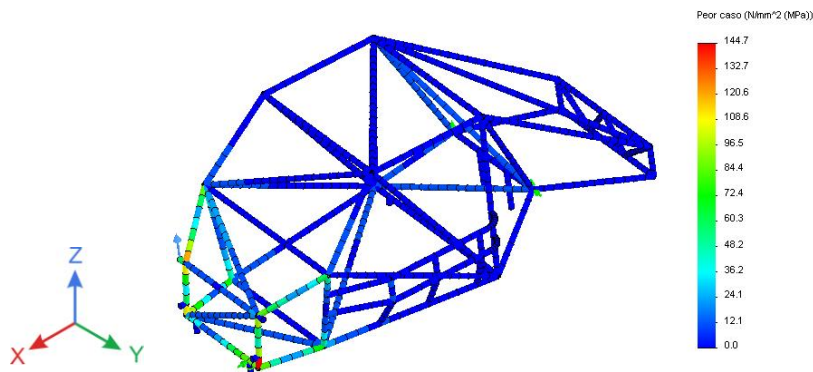


Figura 21: Estudio de golpe a piano, peor caso

En el caso de deformaciones nos interesa únicamente el estudio sobre el eje Z (fig. 22) debido a que la fuerza esta aplicada en ese sentido, por ende las máximas alteraciones ocurrirán sobre este eje. El resultado fue una deformación de 1,784 [mm], un valor admisible para este tipo de sollicitación.

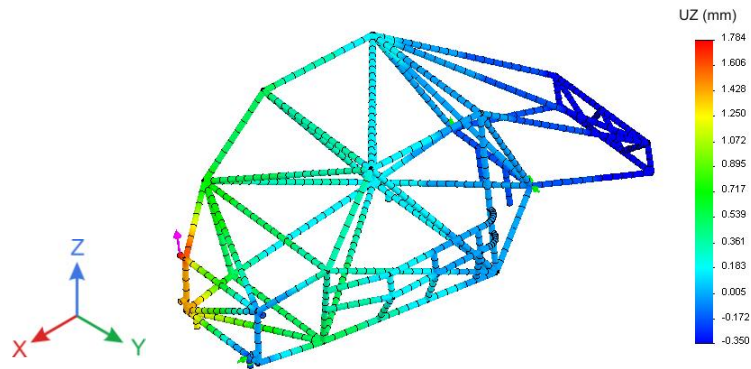


Figura 22: Estudio de golpe a piano, deformaciones eje Z

5.6 Comportamiento ante un vuelco

En este caso se ensayó el chasis para ver que sucedía ante un vuelco del automóvil. Para llevarlo a cabo se sujetó hiperestáticamente la estructura en todos sus puntos de anclaje de suspensión y se aplicó en la esquina superior izquierda (unión del parante delantero izquierdo con el travesaño superior del parabrisas) una fuerza de seis veces la del peso del auto (como se ve en la ec. 5)

$$\vec{F} = 6 \times 6500 [N] = 39000 [N] \quad (5)$$

O sea que las componentes de esta fuerza espacial sobre los cada uno de los tres ejes de coordenadas será de 22516,66 [N], esto se obtiene en la ecuación 6.

$$\vec{F}_u = \sqrt{\frac{(39000 [N])^2}{3}} = 22516,66 [N] \quad (6)$$

Se eligieron estas condiciones de borde e hipótesis de carga debido a que el auto golpeará con violencia contra el suelo por acción de las aceleraciones que sufrirá en el vuelco.

Al llevar a cabo este estudio en COSMOS nos da una relativa visión de lo que podría pasar en un caso de esta índole.

Las barras más solicitadas a tracción y a compresión deberán resistir una tensión de 111,3 [MPa] y 123,1 [MPa] respectivamente. Se observan en la figura 23 cuales serán dichas barras, y por los resultados

obtenidos se concluye que la estructura resistirá este tipo de sollicitación sin llegar a la fluencia del material con la cual se diseñó.

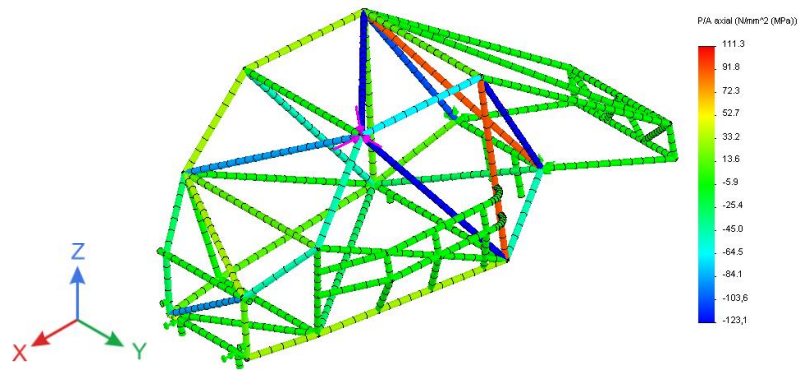


Figura 23: Estudio de vuelco, esfuerzos axiales

Cuando ensayamos a PEOR CASO, como ya se expuso, obtenemos el punto que estará más sollicitado a esfuerzos combinados axiales y flectores. Este será sometido a un esfuerzo de 405,7 [MPa]. Con una tensión de esta magnitud estaremos trabajando en el período plástico de los tubos estructurales, por ende se deformaran primero elásticamente y luego de sobrepasar este límite comenzaran a plastificarse absorbiendo parte de la energía del impacto resguardando la salud del piloto. Se puede ver como trabajara la estructura en la figura 24.

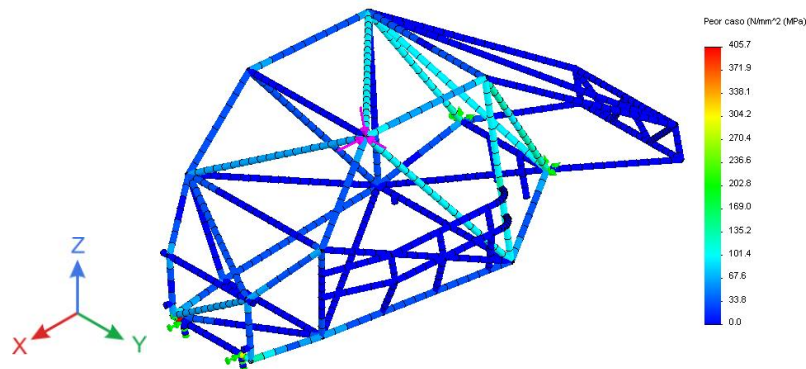


Figura 24: Estudio de vuelco, peor caso

6 **Conclusión**

Como se pudo apreciar en los sucesivos ensayos la estructura actúa satisfactoriamente y de acuerdo a lo deseado ante todos los esfuerzos a la que es sometida.

Es importante destacar que para el cálculo se utilizaron teorías idealisantes que no tienen en cuenta, por ejemplo, como fueron hechas las uniones entre los tubos de la estructura, todas las fuerzas son aplicadas sobre la línea neutra de los caños, no se toma en cuenta el aplastamiento de los mismos y diversos factores que actúan en la realidad, ya que complejizarían mucho el cálculo.

De todos modos estos ensayos sirven de base para saber que puede llegar a suceder en el circuito y estar seguro de ciertas elecciones que uno hace en el proceso de fabricación, como por ejemplo la geometría de la estructura o las dimensiones y material de los caños.

7 **Referencias**

- [1] "Competition Car Suspension" – A.Staniforth Haynes Publishing (2006).
- [2] "Racing and Sports Car Chassis Design", Michael Costin and David Phipps, 1966.
- [3] "Race car vehicle dynamics", W.F. Milliken and D.L.Milliken, SAE intl., 1995.
- [4] Proyecto Fin de Carrera, "Modelización y simulación dinámica del vehículo tipo kartcross" del laboratorio de automoción de la Escuela Superior de Ingenieros de San Sebastián de la Universidad de Navarra, 2001.
- [5] Análisis dinámico de un chasis de semirremolque de servicio pesado, de Gerardo Franck, Sergio Gennaro, Bruno Lonardi, José Eichhorn y Alejandro Bruno. Presentado en la Asociación Argentina de Mecánica Computacional, 2009.

8 **Agradecimientos**

Los autores de este trabajo desean agradecerles a los demás integrantes del Grupo Tecnológico Automotor de la UTN FRSF, que nos brindaran su apoyo incondicional. Al Departamento Ingeniería Mecánica de la UTN FRSF por facilitar las herramientas informáticas para la elaboración de este trabajo.