

Proyecto Final de Carrera

ANALISIS, MODELIZADO Y ESTUDIO DEL CHASIS DE UN KART DE COMPETICION RODADO EN EL CIRCUITO DE ALCAÑIZ



José Manuel Beirao Gutiérrez

Especialidad: Mecánica

Director: Mario Maza

Convocatoria: Septiembre 2010



INTRODUCCIÓN

En febrero de 2009 comienza oficialmente con este proyecto. Previamente había intentado realizar otro proyecto la base del cual era el diseño de un kart de compleción. Para ello consulte a aquellos proyectos de alumnos que en promociones anteriores participaron en otros diseños de monoplazas. La conclusión de toda aquella experiencia fue que no se sabía realmente si el chasis era resistente o no hasta haber sido conducido el vehículo montado. En otras palabras, aquellos chasis tenían poco de ingeniería. Lo más que se hacía era el dibujo de unos planos en 2D por ordenador, una memoria y un presupuesto de lo que costaría su fabricación.

La idea inicial de los proyectos consultados, en cuanto al cálculo, era la de emplear el método de elementos finitos. Pero a la hora de la verdad el proyecto no resultaba tan sencillo como parecía. La gran dificultad de la aplicación de este método está en que la geometría debe de estar perfectamente dibujada para luego poder mallarla correctamente. La mayor complejidad en el dibujo se da a la hora de unir barras. Por ahora no se conoce un programa de CAD que permita dibujar una geometría tubular de una manera sencilla y con las uniones bien definidas. Claro que con paciencia y alta dedicación se puede dibujar perfectamente un chasis, pero esto incumple uno de los requisitos de todo trabajo de ingeniería: conseguir el objetivo con la mayor brevedad y flexibilidad posible. Requeriría demasiado tiempo dibujar una geometría completa, que lo más seguro, habría que cambiar de forma más de una vez hasta conseguir un resultado satisfactorio, Y si por cada cambio que se quisiera hacer hubiera que redibujarse la geometría que tanto ha costado hacer, no compensa seguir por esta vía.

La alternativa adoptada fue el tomar un chasis de competición de un fabricante dibujarlo y estudiarlo en diferentes situaciones. Esta solución se tomo por motivos: el primero que tras muchos diseños de chasis este se asemejaba bastante a un chasis que la universidad poseía para la fabricación de un simulador y la segunda seria la posibilidad de ligar los dos proyectos, el personal con el de la escuela. Así nació este proyecto final de carrera.



OBJETIVOS DEL PROYECTO

El objetivo de esta investigación es determinar las reacciones principales tales como: tensiones, deformaciones, desplazamientos, etc.; que sufriría un chasis de un kart de competición de la marca AMV Racing rodado en un circuito, que en nuestro caso será el circuito internacional de Alcañiz.

Paralelamente a esta investigación otro de los objetivos a nivel personal es conocer y dominar en la manera de lo posible el programa de diseño 3D **SolidWorks**. Y saber interpretar los resultados obtenidos ya que estos pueden dar lugar a confusiones.

Para ello se han realizado diversos modelos cada uno utilizando diferentes técnicas y elementos de diseño con los que poder ejecutar los cálculos y así conocer las reacciones en cada uno de los elementos que conforman el chasis.

Además antes de realizar los estudios reales se realizarán unas pruebas en un chasis simplificado llamadas estudios de control con el fin de comprobar si el módulo **Simulation** se ciñe en la manera de lo posible a la realidad y no cometemos ningún error a la hora de ejecutar los estudios definitivos.



INDICE

INTRODUCCIÓN	2
OBJETIVOS DEL PROYECTO.....	3

FUNDAMENTOS TEORICOS

1.-INTRODUCCION AL METODO DE ELEMENTOS FINITOS	7
1.1.-INTRODUCCIÓN	7
1.2.-BREVE HISTORIA DEL MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS	8
1.3.-CONCEPTOS GENERALES DEL MÉTODO	9
1.4.-PRINCIPIOS GENERALES APLICADOS A UN CONTINUO ELÁSTICO	11
1.4.1.-ECUACIONES DE EQUILIBRIO. PRINCIPIO DE LOS TRABAJOS VIRTUALES .	11
1.4.2.-FUNCIONES DE INTERPOLACIÓN	12
1.4.3.-SÍNTESIS DE LAS CARACTERÍSTICAS GLOBALES.....	14
1.4.4.-IMPOSICIÓN DE CONDICIONES DE CONTORNO. SOLUCIÓN	14
1.5.-EJEMPLO DE APLICACIÓN	14
1.5.1.-SOLUCIÓN TEÓRICA	15
1.5.2.-SOLUCIÓN CON EL PROGRAMA ANSYS.....	21
1.6.-ANTES DE REALIZAR UN CÁLCULO POR EL MEF	22
2.-EL KARTING.....	23
2.1.-¿QUE ES UN KART?	23
2.1.1.-FUNCIONAMIENTO ELEMENTAL DE UN KART	23
2.1.2.-CARACTERISTICAS BASICAS.....	23
2.1.3.-¿QUE SE SIENTE AL PILOTAR UN KART?.....	23
2.2.-HISTORIA DEL KARTING	24
2.3.-EL KARTING EN ESPAÑA.....	25
3.-ALCANIZ CUIDAD DEL “MOTOR”	27
3.1.-CIRCUITO URBANO GUADALOPE	27
3.2.-CUIDAD DEL MOTOR (MOTORLAND ARAGON).....	28
3.2.1.-AREAS DEPORTIVAS	29
3.3.-BUSQUEDA DEL PUNTO MÁS DESFAVORABLE DEL TRAZADO	34
4.-CHASIS EN ESTUDIO	36
4.1.-ESPECIFICACIONES.....	36
4.2.- MATERIAL DE FABRICACION	37
4.2.1.-NOMENCLATURA DE LOS ACEROS SISTEMA S.A.E - A.I.S.I.....	37



4.2.2.-CARACTERÍSTICAS QUE APORTAN LOS PRINCIPALES ELEMENTOS DE ALEACIÓN	37
4.2.3.-ACEROS 41XX	38
4.2.4.-ACERO 4130	39
4.3.- CONFORMACIÓN DEL CHASIS	40
4.4.- MEDIDAS (croquis).....	41
4.5.- FOTOS	48

FUNDAMENTOS PRÁCTICOS

5.-CHASIS VIRTUAL (MODELIZADOS)	49
5.1.-MODELOS 3D PARA ESTUDIOS DE CONTROL	49
5.1.1.-MODELO UNIDIMENSIONAL	49
5.1.2.-MODELO BIDIMENSIONAL	50
5.1.3.-MODELIZADO TRIDIMENSIONAL	51
5.2.-MODELOS 3D PARA ESTUDIOS REALES	52
5.2.1.-MODELO SÓLIDO (PIEZA ÚNICA)	52
5.2.2.-CONJUNTO SOLDADO.....	53
5.2.3.-MODELO BASADO EN SUPERFICIES	54
5.3.-RENDERIZADOS	55
6.-ESTUDIOS DE CONTROL I.....	57
6.1.-MODELO UNIDIMENSIONAL – ELEMENTO BARRA (Momentos torsores)	58
6.2.-MODELO BIDIMENSIONAL – ELEMENTO LÁMINA (δx).....	59
6.3.-MODELO TRIDIMENSIONAL – SÓLIDO (ζ_{xy})	60
6.4.-CONCLUSIONES	61
7.-ESTUDIOS DE CONTROL II	63
7.1.-MODELO UNIDIMENSIONAL (ELEMENTO BARRA).....	64
7.2.-MODELO BIDIMENSIONAL (ELEMENTO LÁMINA).....	64
7.3.-MODELO TRIDIMENSIONAL (SÓLIDO)	65
7.5.-CONCLUSIONES	65
8.-ESTUDIOS DE CONTROL III	71
9.-ESTUDIO REAL LATERAL.....	73
9.1.- CURVA DE DERECHAS	75
9.2.- CURVA DE IZQUIERDAS	78
10.-ESTUDIO REAL VERTICAL	82
11.-ESTUDIO REAL EN CASO DE FRENADA	84



11.1 FRENADA SIN TRANSFERENCIA DE MASAS Y $\mu=0.6$	86
11.2 FRENADA SIN TRANSFERENCIA DE MASAS Y $\mu=1$	87
11.3 FRENADA CON TRANSFERENCIA DE MASAS Y $\mu=0.6$	88
11.4 FRENADA CON TRANSFERENCIA DE MASAS Y $\mu=1$	90
11.5 CONCLUSIONES	91
12.-CONCLUSIONES FINALES.....	84

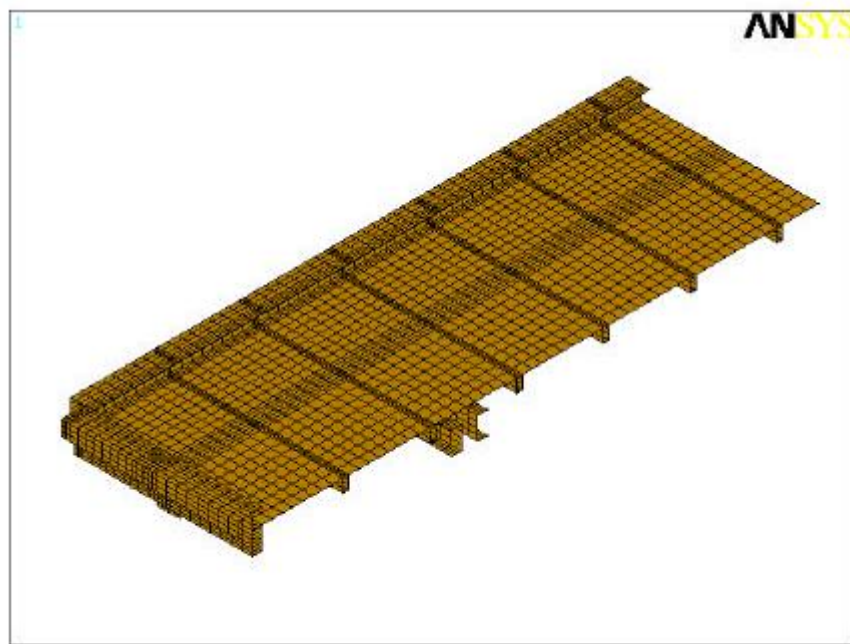


1.-INTRODUCCION AL METODO DE ELEMENTOS FINITOS

1.1.-INTRODUCCIÓN

El método de los elementos finitos (MEF) ha adquirido una gran importancia en la solución de problemas ingenieriles, físicos, etc., ya que permite resolver casos que hasta hace poco tiempo eran prácticamente imposibles de resolver por métodos matemáticos tradicionales. Esta circunstancia obligaba a realizar prototipos, ensayarlos e ir realizando mejoras de forma iterativa, lo que traía consigo un elevado coste tanto económico como en tiempo de desarrollo.

El MEF permite realizar un modelo matemático de cálculo del sistema real, más fácil y económico de modificar que un prototipo. Sin embargo no deja de ser un método aproximado de cálculo debido a las hipótesis básicas del método. Los prototipos, por lo tanto, siguen siendo necesarios, pero en menor número, ya que el primero puede acercarse bastante más al diseño óptimo.



Discretización con elementos finitos

El método de los elementos finitos como formulación matemática es relativamente nuevo; aunque su estructura básica es conocida desde hace bastante tiempo, en los últimos años ha sufrido un gran desarrollo debido a los avances informáticos. Han sido precisamente estos avances informáticos los que han puesto a disposición de los usuarios gran cantidad de programas que permiten realizar cálculos con elementos finitos. Pero no hay que llevarse a engaño, el manejo correcto de este tipo de programas exige un profundo conocimiento no solo del material con el que se trabaja, sino también de los principios del MEF. Sólo en este caso estaremos en condiciones de garantizar que los resultados obtenidos en los análisis se ajustan a la realidad.



1.2.-BREVE HISTORIA DEL MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS

Aunque el nombre del MEF se ha establecido recientemente, el concepto se ha usado desde hace varios siglos. El empleo de métodos de discretizado espacial y temporal y la aproximación numérica para encontrar soluciones a problemas ingenieriles o físicos es conocido desde antiguo. El concepto de ‘elementos finitos’ parte de esa idea.

Para encontrar vestigios de este tipo de cálculos podríamos remontarnos a la época de la construcción las pirámides egipcias. Los egipcios empleaban métodos de discretizado para determinar el volumen de las pirámides. Arquímedes (287-212 a.C.) empleaba el mismo método para calcular el volumen de todo tipo de sólidos o la superficie de áreas. En oriente también aparecen métodos de aproximación para realizar cálculos. Así el matemático chino Lui Hui (300 d.C.) empleaba un polígono regular de 3072 lados para calcular longitudes de circunferencias con lo que conseguía una aproximación al número Pi de 3.1416.

El desarrollo de los elementos finitos tal y como se conocen hoy en día ha estado ligado al cálculo estructural fundamentalmente en el campo aeroespacial. En los años 40 Courant propone la utilización de funciones polinómicas para la formulación de problemas elásticos en subregiones triangulares, como un método especial del método variacional de Rayleigh-Ritz para aproximar soluciones.

Fueron Turner, Clough, Martin y Topp quienes presentaron el MEF en la forma aceptada hoy en día. En su trabajo introdujeron la aplicación de elementos finitos simples (barras y placas triangulares con cargas en su plano) al análisis de estructuras aeronáuticas, utilizando los conceptos de discretizado y funciones de forma.

El trabajo de revisión de Oden presenta algunas de las contribuciones matemáticas importantes al MEF. Los libros de Przemieniecki y de Zienkiewicz y Holister presentan el MEF en su aplicación al análisis estructural. El libro de Zienkiewicz y Cheung o Zienkiewicz y Taylor presenta una interpretación amplia del MEF y su aplicación a cualquier problema de campos. En él se demuestra que las ecuaciones de los EF pueden obtenerse utilizando un método de aproximación de pesos residuales, tal como el método de Galerkin o el de mínimos cuadrados. Esta visión del problema difundió un gran interés entre los matemáticos para la solución de ecuaciones diferenciales lineales y no lineales mediante el MEF, que ha producido una gran cantidad de publicaciones hasta tal punto que hoy en día el MEF está considerado como una de las herramientas más potentes y probadas para la solución de problemas de ingeniería y ciencia aplicada.

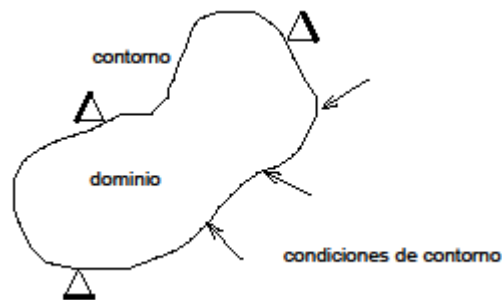
Actualmente el método se encuentra en una fase de gran expansión: es ampliamente utilizado en la industria y continúan apareciendo cientos de trabajos de investigación en este campo. Los ordenadores han aportado el medio eficaz de resolver la multitud de ecuaciones que se plantean en el MEF, cuyo desarrollo práctico ha ido caminando parejo de las innovaciones obtenidas en el campo de la arquitectura de los ordenadores. Entre éstas, además de permitir la descentralización de los programas de EF, ha contribuido a favorecer su uso a través de sofisticados paquetes gráficos que facilitan el modelado y la síntesis de resultados. Hoy en día ya se concibe la conexión inteligente entre las técnicas de análisis estructural, las técnicas de diseño (CAD), y las técnicas de fabricación.

1.3.-CONCEPTOS GENERALES DEL MÉTODO

La idea general del método de los elementos finitos es la división de un continuo en un conjunto de pequeños elementos interconectados por una serie de puntos llamados nodos. Las ecuaciones que rigen el comportamiento del continuo regirán también el del elemento. De esta forma se consigue pasar de un sistema continuo (infinitos grados de libertad), que es regido por una ecuación diferencial o un sistema de ecuaciones diferenciales, a un sistema con un número de grados de libertad finito cuyo comportamiento se modela por un sistema de ecuaciones, lineales o no.

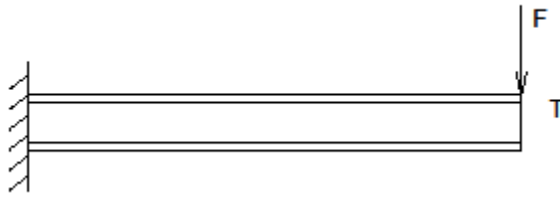
En cualquier sistema a analizar podemos distinguir entre:

- Dominio. Espacio geométrico donde se va a analizar el sistema.
- Condiciones de contorno. Variables conocidas y que condicionan el cambio del sistema: cargas, desplazamientos, temperaturas, voltaje, focos de calor,...
- Incógnitas. Variables del sistema que deseamos conocer después de que las condiciones de contorno han actuado sobre el sistema: desplazamientos, tensiones, temperaturas,...

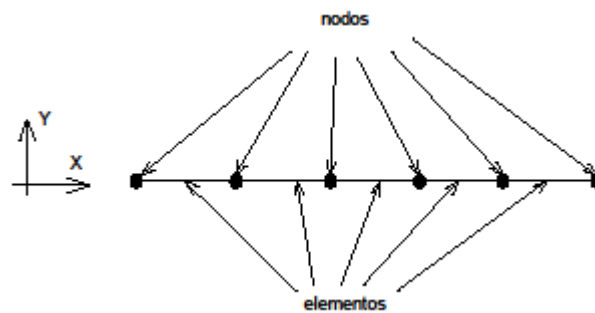


El método de los elementos finitos supone, para solucionar el problema, el dominio discretizado en subdominios denominados elementos. El dominio se divide mediante puntos (en el caso lineal), mediante líneas (en el caso bidimensional) o superficies (en el tridimensional) imaginarias, de forma que el dominio total en estudio se aproxime mediante el conjunto de porciones (elementos) en que se subdivide. Los elementos se definen por un número discreto de puntos, llamados nodos, que conectan entre sí los elementos. Sobre estos nodos se materializan las incógnitas fundamentales del problema. En el caso de elementos estructurales estas incógnitas son los desplazamientos nodales, ya que a partir de éstos podemos calcular el resto de incógnitas que nos interesen: tensiones, deformaciones,.... A estas incógnitas se les denomina grados de libertad de cada nodo del modelo. Los grados de libertad de un nodo son las variables que nos determinan el estado y/o posición del nodo.

Por ejemplo si el sistema a estudiar es una viga en voladizo con una carga puntual en el extremo y una distribución de temperaturas tal y como muestra la figura,



El discretizado del dominio puede ser:



Los grados de libertad de cada nodo serán:

- Desplazamiento en dirección x
- Desplazamiento en dirección y
- Giro según z
- Temperatura

El sistema, debido a las condiciones de contorno: empotramiento, fuerza puntual y temperatura, evoluciona hasta un estado final. En este estado final, conocidos los valores de los grados de libertad de los nodos del sistema podemos determinar cualquier otra incógnita deseada: tensiones, deformaciones,... También sería posible obtener la evolución temporal de cualquiera de los grados de libertad.

Planteando la ecuación diferencial que rige el comportamiento del continuo para el elemento, se llega a fórmulas que relacionan el comportamiento en el interior del mismo con el valor que tomen los grados de libertad nodales. Este paso se realiza por medio de unas funciones llamadas de interpolación, ya que éstas ‘interpolan’ el valor de la variable nodal dentro del elemento.

El problema se formula en forma matricial debido a la facilidad de manipulación de las matrices mediante ordenador. Conocidas las matrices que definen el comportamiento del elemento (en el caso estructural serán las llamadas matrices de rigidez, amortiguamiento y masa, aunque esta terminología ha sido aceptada en otros campos de conocimiento) se ensamblan y se forma un conjunto de ecuaciones algebraicas, lineales o no, que resolviéndolas nos proporcionan los valores de los grados de libertad en los nodos del sistema.

1.4.-PRINCIPIOS GENERALES APLICADOS A UN CONTINUO ELÁSTICO

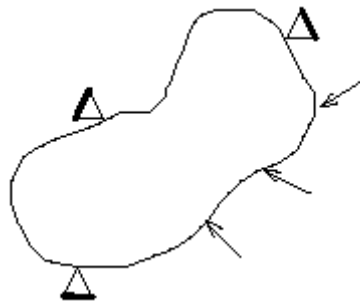
A continuación se muestran algunas de las ideas básicas relacionadas con los fundamentos matemáticos del MEF aplicadas al caso estructural. En el siguiente capítulo se realiza un ejemplo con objeto de aclarar las ideas que se muestran en este capítulo.

1.4.1.-ECUACIONES DE EQUILIBRIO. PRINCIPIO DE LOS TRABAJOS VIRTUALES

Muchos problemas de medios continuos vienen expresados mediante ecuaciones diferenciales y condiciones de contorno sobre la función o funciones incógnitas.

Ante la dificultad, y en muchos casos la imposibilidad, de encontrar una solución cerrada, se opta por realizar una aproximación, siendo necesaria la expresión integral del Principio de los

Trabajos Virtuales (PTV).



Se considera un continuo elástico como el de la figura sometido a unas fuerzas superficiales $\{t\} = \{t_x, t_y, t_z\}^T$ y a unas fuerzas por unidad de volumen

$\{X\} = \{X_x, X_y, X_z\}^T$, (las fuerzas por unidad de superficie podrían ser presiones y el peso propio sería una fuerza por unidad de volumen). El vector desplazamientos lo notamos por $\{u\} = \{u, v, w\}^T$. Las deformaciones correspondientes a estos desplazamientos son:

$$\{\varepsilon\} = \{\varepsilon_{xx}, \varepsilon_{yy}, \varepsilon_{zz}, \gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}\}$$

y las tensiones debidas a estas deformaciones serán

$$\{\sigma\} = \{\sigma_{xx}, \sigma_{yy}, \sigma_{zz}, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}\}^T$$

Las ecuaciones de equilibrio para un elemento diferencial de volumen pueden escribirse de la forma

$$\nabla\{\sigma\} + \{X\} = 0$$



donde el vector $\{X\}$ incluye de forma general las fuerzas de inercia, es $\{X\} = \{X\} - \rho \ddot{u}$, decir, consideramos las fuerzas de inercia como fuerzas por unidad de volumen. Multiplicando esta ecuación por una función de ponderación $\{du\}$ e integrando

$$\int_v \{\delta u\}^T \nabla \{\sigma\} dv + \int_v \{\delta u\}^T \{X\} dv = 0$$

Utilizando la formula de Green se puede escribir

$$- \int_v \nabla \{\delta u\}^T \{\sigma\} dv + \int_s \{\delta u\}^T \{\sigma\} \bar{n} ds + \int_v \{\delta u\}^T \{X\} dv = 0 \quad (1.1)$$

Si se asocia la función de ponderación $\{\delta u\}^T$ con un desplazamiento virtual, el operador ∇ actuando sobre él será una deformación virtual

$$\{\delta \varepsilon\} = \nabla \{\delta u\}$$

El equilibrio en el contorno exige que se cumpla la relación $\{\sigma\} \cdot \{n\} = \{t\}$ y sustituyendo en la expresión (1.1)

$$- \int_v \nabla \{\delta \varepsilon\}^T \{\sigma\} dv + \int_s \{\delta u\}^T \{t\} ds + \int_v \{\delta u\}^T \{X\} dv = 0 \quad (1.2)$$

En la relación anterior es posible introducir la ley de comportamiento de material mediante la matriz elástica con las propiedades de éste, $[C]$, de forma que

$$\{\sigma\} = [C](\{\varepsilon\} - \{\varepsilon_0\}) + \{\sigma_0\} \quad (1.3)$$

siendo los vectores $\{\sigma_0\}^T$ y $\{\varepsilon_0\}^T$ las deformaciones y las tensiones iniciales respectivamente. Introduciendo la expresión (1.3), suponiendo deformaciones y tensiones iniciales nulas, en la ecuación (1.2), obtenemos

$$\int_v \{\delta \varepsilon\}^T [C] \{\varepsilon\} dv = \int_v \{\delta u\}^T (\{X\} - \rho \{\ddot{u}\}) dv + \int_s \{\delta u\}^T \{t\} ds \quad (1.4)$$

que constituye la formulación del PTV y relaciona el sistema de cargas real y esfuerzos con el virtual de desplazamientos.

1.4.2.-FUNCIONES DE INTERPOLACIÓN

Discretizado el continuo, la idea es tomar un conjunto de funciones (funciones de interpolación) que definan de manera única el campo de desplazamientos dentro del elemento en función de los desplazamientos en los nodos del mismo. Es decir

$$\{u(x, y, z)\} = [N(x, y, z)] \{U\}$$



Siendo $\{U\}$ el vector con los desplazamientos nodales. Una vez conocidos los desplazamientos en todos los nodos se determinan las deformaciones

$$\{\varepsilon\} = [D]\{u\}$$

donde $[D]$ es el operador diferencial que depende del problema en estudio. Sustituyendo el valor del desplazamiento tenemos que

$$\{\varepsilon\} = [D][N]\{U\} = [B]\{U\}$$

donde se obtiene el valor de las deformaciones en función de los desplazamientos nodales.

Sustituyendo la ecuación anterior en la expresión del PTV (1.4) tenemos

$$-\int_v [B]^T [C] [B] \{U\} dv + \int_v [N]^T (\{X\} - \rho [N] \{\ddot{U}\}) dv + \int_s [N]^T \{t\} ds = 0$$

Reordenando esta ecuación podemos llegar a un sistema de la forma

$$[M]\{\ddot{U}\} + [K]\{U\} = \{P\}$$

donde se definen:

- Matriz de masa consistente

$$[M] = \int_v [N]^T \rho [N] dv$$

- Matriz de rigidez

$$[K] = \int_v [B]^T [C] [B] dv$$

- Matriz de cargas nodales consistentes

$$\{P\} = \int_v [N]^T \{X\} dv + \int_s [N]^T \{t\} ds$$

La expresión anterior es general y permite determinar las matrices elementales para cualquier tipo de discretización.



1.4.3.-SÍNTESIS DE LAS CARACTERÍSTICAS GLOBALES

Las anteriores matrices se calculan para cada uno de los elementos. Realizando una transformación de coordenadas a las denominadas coordenadas unitarias del elemento, las matrices quedan en función de parámetros puramente geométricos y se facilita la integración numérica. Antes de proceder al ensamblaje de todas las ecuaciones hay que realizar la transformación a coordenadas globales con el objeto de tener todas las matrices formuladas respecto al mismo sistema de coordenadas.

Una vez que se dispone de las matrices y vectores elementales en coordenadas globales su acoplamiento en el sistema puede realizarse según el llamado método directo, por el que sumamos en cada posición nodal la contribución realizada por los distintos elementos.

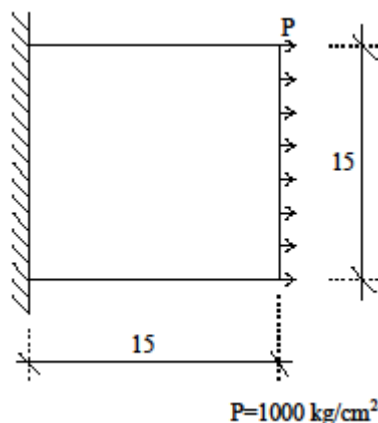
1.4.4.-IMPOSICIÓN DE CONDICIONES DE CONTORNO. SOLUCIÓN

Antes de obtener la solución al sistema de ecuaciones planteado es necesario imponer las condiciones de desplazamientos nodales que sean conocidas. El sistema resultante se puede subdividir en dos términos: uno que contenga los desplazamientos impuestos y otro los incógnita. Resolviendo este sistema tendremos la solución.

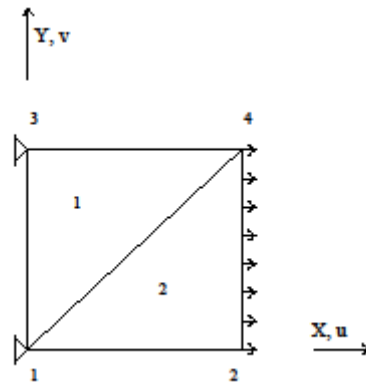
Una vez conocidos los desplazamientos nodales es posible calcular otro tipo de magnitudes (deformaciones, tensiones,...).

1.5.-EJEMPLO DE APLICACIÓN

Con objeto de clarificar las ideas del apartado anterior aplicaremos los conceptos allí expuestos a la resolución de un caso. Se trata de obtener las ecuaciones (matriz de rigidez y vectores de cargas y desplazamientos) para resolver el problema elástico en una placa como la de la figura inferior.

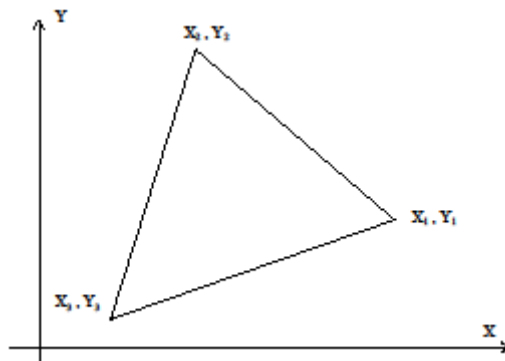


Para ello consideraremos un caso de tensión plana y emplearemos un modelo de tan solo dos elementos, de esta forma la complejidad matemática se reduce y es más claro el proceso a seguir.



1.5.1.-SOLUCIÓN TEÓRICA

En primer lugar trataremos de obtener las ecuaciones que rigen el comportamiento de un elemento triangular como el de la figura inferior.



Las funciones de interpolación de los desplazamientos dentro del elemento se consideran lineales. Es decir

$$u(x, y) = \alpha + \alpha_1 x + \alpha_2 y$$

$$v(x, y) = \beta + \beta_1 x + \beta_2 y$$

donde u y v son los desplazamientos horizontal y vertical respectivamente. La ecuación anterior puede ser escrita en forma matricial

$$\begin{Bmatrix} u \\ v \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & x & y & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & x & y \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \alpha \\ \alpha_1 \\ \alpha_2 \\ \beta \\ \beta_1 \\ \beta_2 \end{Bmatrix}$$

Particularizando las coordenadas y los desplazamientos para cada nodo obtenemos la expresión matricial

$$\begin{Bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ u_2 \\ v_2 \\ u_3 \\ v_3 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & x_1 & y_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & x_1 & y_1 \\ 1 & x_2 & y_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & x_2 & y_2 \\ 1 & x_3 & y_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & x_3 & y_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \alpha \\ \alpha_1 \\ \alpha_2 \\ \beta \\ \beta_1 \\ \beta_2 \end{Bmatrix}$$

Esta expresión nos permite obtener los parámetros de las funciones de interpolación en función de los desplazamientos nodales sin más que invertir una matriz. Reordenando los distintos términos podemos escribir

$$\begin{Bmatrix} u \\ v \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & x & y & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & x & y \end{bmatrix} \begin{bmatrix} [A]^{-1} & [0] \\ [0] & [A]^{-1} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ v_1 \\ v_2 \\ v_3 \end{Bmatrix}$$

donde

$$[A] = \begin{bmatrix} 1 & x_1 & y_1 \\ 1 & x_2 & y_2 \\ 1 & x_3 & y_3 \end{bmatrix}$$

Luego ya conocemos la matriz $[N]$ que nos relaciona el campo de desplazamientos en el elemento con los desplazamientos en los nodos

$$[N] = \begin{bmatrix} 1 & x & y & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & x & y \end{bmatrix} \begin{bmatrix} [A]^{-1} & [0] \\ [0] & [A]^{-1} \end{bmatrix}$$

Realizando la inversa de la matriz A , podemos reescribir la matriz N en función de las características geométricas del elemento

$$[N] = \frac{1}{|A|} \begin{bmatrix} N_1 & N_2 & N_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & N_1 & N_2 & N_3 \end{bmatrix}$$

donde los valores de N_i vienen dados por

$$\begin{aligned}N_1 &= (x_2 y_3 - x_3 y_2) + x(y_2 - y_3) + y(x_3 - x_2) \\N_2 &= (x_3 y_1 - x_1 y_3) + x(y_3 - y_1) + y(x_1 - x_3) \\N_3 &= (x_1 y_2 - x_2 y_1) + x(y_1 - y_2) + y(x_2 - x_1)\end{aligned}$$

La matriz $[D]$ que relaciona deformaciones y desplazamientos es

$$[D] = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix}$$

Y podemos construir la matriz $[B]$ que nos relaciona las deformaciones con los desplazamientos en los nodos.

$$\{\epsilon\} = \begin{Bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} = [D][N]\{U\} = [B]\{U\}$$

Sustituyendo los valores de las distintas matrices

$$[B] = \begin{bmatrix} \frac{\partial N_1}{\partial x} & \frac{\partial N_2}{\partial x} & \frac{\partial N_3}{\partial x} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{\partial N_1}{\partial y} & \frac{\partial N_2}{\partial y} & \frac{\partial N_3}{\partial y} \\ \frac{\partial N_1}{\partial y} & \frac{\partial N_2}{\partial y} & \frac{\partial N_3}{\partial y} & \frac{\partial N_1}{\partial x} & \frac{\partial N_2}{\partial x} & \frac{\partial N_3}{\partial x} \end{bmatrix}$$

dado que los valores de las funciones N_i son conocidos en función de las coordenadas nodales, es posible determinar la matriz $[B]$ a partir de datos puramente geométricos

$$[B] = \frac{1}{2\Omega} \begin{bmatrix} y_2 - y_3 & y_3 - y_1 & y_1 - y_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & x_3 - x_2 & x_1 - x_3 & x_2 - x_1 \\ x_3 - x_2 & x_1 - x_3 & x_2 - x_1 & y_2 - y_3 & y_3 - y_1 & y_1 - y_2 \end{bmatrix}$$

siendo Ω el área del triángulo.

La matriz de comportamiento $[C]$ que relaciona deformaciones y tensiones, para el caso de tensión plana, viene dada por la relación

$$[C] = \frac{E}{1-\mu^2} \begin{bmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\mu}{2} \end{bmatrix}$$



donde E es el módulo de elasticidad y μ el coeficiente de Poisson. Con las matrices definidas o calculadas hasta el momento ya es posible determinar las matrices de rigidez y el vector de cargas de cada uno de los dos elementos del modelo que hemos realizado

$$[K] = \int_v [B]^T [C] [B] dv$$

y dado que las matrices están en función de las coordenadas nodales es posible escribir

$$[K] = [B]^T [C] [B] \Omega t$$

siendo t el espesor de la placa.

En la discretización que hemos realizado tenemos dos elementos con las siguientes coordenadas

Elemento	(x_1, y_1)	(x_2, y_2)	(x_3, y_3)
1	(0,0)	(0,15)	(15,15)
2	(0,0)	(15,0)	(15,15)

Luego tenemos que la matriz de rigidez del primer elemento es

$$K_1^e = \frac{E}{(1-\mu^2)2} \begin{bmatrix} 0 & 0 & 15 \\ 15 & 0 & -15 \\ -15 & 0 & 0 \\ 0 & 15 & 0 \\ 0 & -15 & 15 \\ 0 & 0 & -15 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0.3 & 0 \\ 0.3 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0.35 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 & 15 & -15 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 15 & -15 & 0 \\ 15 & -15 & 0 & 0 & 15 & -15 \end{bmatrix}$$

$$K_1^e = \frac{E}{2(1-\mu^2)} \begin{bmatrix} 0.35 & -0.35 & 0 & 0 & 0.35 & -0.35 \\ & 1.35 & -1 & 0.3 & -0.65 & 0.35 \\ & & 1 & -0.3 & 0.3 & 0 \\ & & & 1 & -1 & 0 \\ & & & & 1.35 & -0.35 \\ & & & & & 0.35 \end{bmatrix}$$



De la misma forma, la matriz de rigidez de elemento 2, vendrá dada por

$$K_2^e = \frac{E}{2(1-\mu^2)} \begin{bmatrix} -15 & 0 & 0 \\ 15 & 0 & -15 \\ 0 & 0 & 15 \\ 0 & 0 & -15 \\ 0 & -15 & 15 \\ 0 & 15 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0.3 & 0 \\ 0.3 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0.35 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -15 & 15 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -15 & 15 \\ 0 & -15 & 15 & -15 & 15 & 0 \end{bmatrix}$$

$$K_2^e = \frac{E}{2(1-\mu^2)} \begin{bmatrix} 1 & -1 & 0 & 0 & 0.3 & -0.3 \\ 135 & -0.35 & 0.35 & -0.65 & 0.3 & \\ & 0.35 & -0.35 & 0.35 & 0 & \\ & & 0.35 & -0.35 & 0 & \\ & & & 135 & -1 & \\ & & & & 1 & \end{bmatrix}$$

Para realizar la superposición de las matrices de rigidez debemos tener en cuenta a que nodo pertenece cada término. Para ello hay que ver qué nodos son los que definen cada elemento. La siguiente tabla nos indica la relación que existe entre la numeración 'local' de cada elemento y la global de la estructura

Elemento	Num. Local	Num. Global
1	1	1
	2	3
	3	4
	1	1
2	2	2
	3	4

y los vectores de desplazamientos nodales para cada uno de los elementos son

$$\{U\}_1^e = \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_3 \\ u_4 \\ v_1 \\ v_3 \\ v_4 \end{Bmatrix} \quad \{U\}_2^e = \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_4 \\ v_1 \\ v_2 \\ v_4 \end{Bmatrix}$$

Sumando los términos de las dos matrices que rigidez correspondientes a los mismos grados de libertad, tenemos que la matriz de rigidez global es

$$[K] = \frac{E}{2(1-\mu^2)} \begin{bmatrix} 135 & -1 & -0.35 & 0 & 0 & 0.3 & 0.35 & -0.65 \\ & 135 & 0 & -0.35 & 0.35 & -0.65 & 0 & 0.3 \\ & & 135 & -1 & 0.3 & 0 & -0.65 & 0.35 \\ & & & 135 & -0.65 & 0.35 & 0.3 & 0 \\ & & & & 135 & -0.35 & -1 & 0 \\ & & & & & 135 & 0 & -1 \\ & & & & & & 135 & -0.35 \\ & & & & & & & 135 \end{bmatrix}$$

Sólo falta determinar el vector de cargas para los elementos y componer el mismo. El vector de cargas se determina mediante la expresión

$$[P] = \int_A [N]^T \{t\} da$$

En este caso sólo tenemos cargas sobre el elemento número 2, y el vector de cargas es

$$[P]_2 = \int \begin{bmatrix} 1 - \frac{1}{15}x & 0 \\ \frac{1}{15}(x-y) & 0 \\ \frac{1}{15}y & 0 \\ 0 & 1 - \frac{1}{15}x \\ 0 & \frac{1}{15}(x-y) \\ 0 & \frac{1}{15}y \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1000 \\ 0 \end{bmatrix} da = \begin{bmatrix} 0 \\ 3750 \\ 3750 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

El vector de cargas global, en el que introducimos las reacciones de los apoyos quedará

$$\{P\} = \begin{bmatrix} P_{1x} \\ P_{2x} \\ P_{3x} \\ P_{4x} \\ P_{1y} \\ P_{2y} \\ P_{3y} \\ P_{4y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_{1x} \\ 0 \\ R_{3x} \\ 0 \\ R_{1y} \\ 0 \\ R_{3y} \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 3750 \\ 0 \\ 3750 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_{1x} \\ 3750 \\ R_{3x} \\ 3750 \\ R_{1y} \\ 0 \\ R_{3y} \\ 0 \end{bmatrix}$$

Determinado el vector de cargas ya conocemos las matrices que permiten resolver el sistema

$$[K]\{U\} = \{P\}$$

Siendo $\{U\}$ el vector de desplazamientos, en el que hemos introducido los que son conocidos (condiciones de contorno), es decir

$$\{U\} = \{0 \ u_2 \ 0 \ u_4 \ 0 \ v_2 \ 0 \ v_4\}^T$$

Para la resolución del sistema de ecuaciones se puede emplear cualquiera de los métodos numéricos existentes. Además es posible realizar un desacoplamiento de las ecuaciones de forma que obtengamos primero los desplazamientos desconocidos y posteriormente, a partir de éstos, las reacciones. Para el caso que nos ocupa la descomposición de dichos sistemas es

$$\begin{Bmatrix} 3750 \\ 3750 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} = \frac{E}{2(1-\mu^2)} \begin{bmatrix} 135 & -0.35 & -0.65 & 0.3 \\ & 135 & 0.35 & 0 \\ & & 135 & -1 \\ & & & 1.35 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_2 \\ u_4 \\ v_2 \\ v_4 \end{Bmatrix}$$

$$\begin{Bmatrix} R_{1x} \\ R_{3x} \\ R_{1y} \\ R_{3y} \end{Bmatrix} = \frac{E}{2(1-\mu^2)} \begin{bmatrix} -1 & 0 & 0.3 & -0.65 \\ 0 & -1 & 0 & 0.35 \\ 0.35 & -0.65 & -0.35 & 0 \\ 0 & 0.3 & 0 & -0.35 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_2 \\ u_4 \\ v_2 \\ v_4 \end{Bmatrix}$$

Resolviendo los sistemas anteriores obtenemos como solución

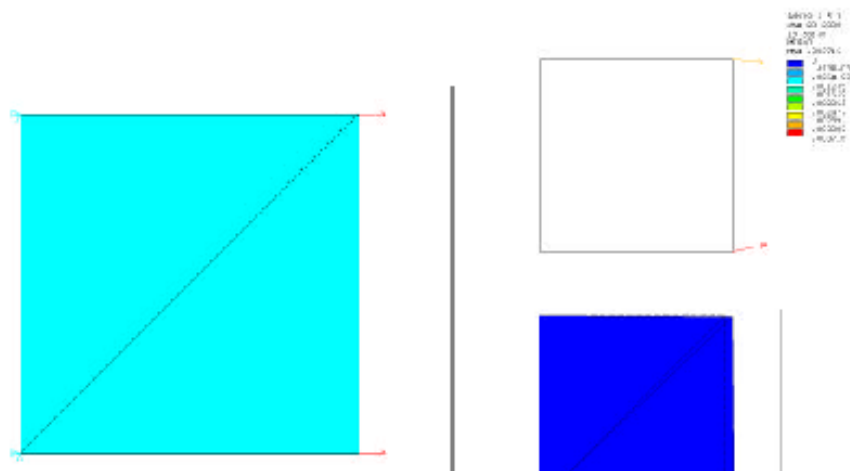
$$\begin{Bmatrix} u_2 \\ u_4 \\ v_2 \\ v_4 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0.364 \cdot 10^{-2} \\ 0.316 \cdot 10^{-2} \\ 0.742 \cdot 10^{-3} \\ -0.259 \cdot 10^{-3} \end{Bmatrix} \quad \begin{Bmatrix} R_{1x} \\ R_{3x} \\ R_{1y} \\ R_{3y} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -3750 \\ -3750 \\ -1198.4 \\ 1198.4 \end{Bmatrix}$$

1.5.2.-SOLUCIÓN CON EL PROGRAMA ANSYS

Resuelto este mismo ejercicio con ANSYS obtenemos los siguientes resultados:

NODE	UX	UY
1	0.00000E+00	0.00000E+00
2	0.36413E-02	0.74187E-03
3	0.00000E+00	0.00000E+00
4	0.31591E-02	-0.25965E-03

NODE	FX	FY
1	-3750.0	-1198.4
3	-3750.0	1198.4





1.6.-ANTES DE REALIZAR UN CÁLCULO POR EL MEF

Antes de comenzar a resolver un problema mediante cualquier programa de Elementos Finitos conviene reflexionar sobre una serie de puntos.

¿Qué se pretende con el análisis?

Determinar tensiones, obtener distribuciones de temperatura, ver cómo evoluciona el sistema, calcular frecuencias y modos propios, ... Esta pregunta nos determinará el tipo de análisis a realizar.

¿Cómo va a ser la geometría que vamos a analizar?

Seguramente conocemos la geometría real del problema, pero a la hora de realizar su análisis deberemos simplificarla al máximo en función del objetivo del análisis, ya que la mayoría de los detalles son superfluos y lo único que conllevan es un consumo excesivo de tiempo de cálculo y de espacio de almacenamiento. Para ello deberemos buscar posibles simetrías, anti simetrías, axisimetrías del problema, problemas de tensión o deformación planas, eliminación de detalles superfluos: radios de acuerdo, entallas,... Una vez estudiada la geometría podremos decidir el o los tipos de elementos a utilizar, las características de los mismos, así como las propiedades de el o los materiales (módulo de elasticidad, conductividad,...) a emplear.

¿Qué condiciones de contorno imponemos sobre el sistema a estudiar?

También serán conocidas, pero deberemos estudiar si son o no importantes o influyentes en el tipo de análisis que vamos a realizar (puede darse el caso, por ejemplo, de que nuestro sistema esté sometido a un cambio brusco de temperatura, pero que deseemos realizar un análisis modal para conocer sus frecuencias naturales, en cuyo caso el resultado es independiente de esta condición). Una vez decididas las condiciones de contorno hemos de estudiar la forma de aplicarlas, si representan las condiciones reales del problema, si existe equilibrio (en el caso de que sea un análisis estático),... La imposición de condiciones de contorno apropiadas es una de las decisiones más complejas a la hora de realizar un análisis por elementos finitos.

¿Qué resultados esperamos obtener?

Para poder saber si hemos realizado correctamente el análisis o si representa bien la realidad, deberemos tener una idea de cómo va a responder. Por ejemplo, si estamos analizando una tubería sometida a presión interior y los resultados nos indican que disminuye el radio deberemos pensar que hemos modelado mal el sistema, bien en la aplicación de las cargas, en el mallado, etc.

Una vez estudiados estos puntos estamos en disposición de realizar un Análisis por Elementos Finitos, después de este análisis y a la vista de los resultados conviene repasar los puntos que se han remarcado.



2.-EL KARTING

2.1.-¿QUE ES UN KART?

Karting o **kart** es un vehículo terrestre monoplaza sin techo o cockpit, sin suspensiones y con o sin elementos de carrocería, con cuatro ruedas no alineadas que están en contacto con el suelo, las dos delanteras ejerciendo el control de dirección y las dos traseras conectadas por un eje de una pieza que transmiten la potencia de un motor monocilíndrico.

Karting es además una disciplina deportiva del automovilismo que se practica con un kart sobre circuitos de entre 600 a 1.700 metros de longitud, y con una anchura de entre 8 y 15 metros.

Dadas sus características, el karting suele ser el primer automóvil en el que debutan los aspirantes a ser pilotos de competición, a edades tan tempranas como los ocho años.

2.1.1.-FUNCIONAMIENTO ELEMENTAL DE UN KART

Básicamente el funcionamiento es muy sencillo desde sus comienzos. El motor transmite el movimiento al eje trasero mediante una cadena. En un extremo del cigüeñal del motor va situado un piñón dentado en el que se asienta la cadena. En el eje trasero existe una catalina dentada por la que pasa la cadena, así que cuando el motor gira, mueve la cadena con lo que se produce el movimiento del eje trasero y, obviamente, hace que el Kart avance.

2.1.2.-CARACTERÍSTICAS BÁSICAS

Quizás las más importantes sean la ausencia de suspensión y de diferencial. Lo primero confiere al Kart un comportamiento muy vivo y duro desde los comienzos de la **historia del karting**. Lo segundo, hace que las dos ruedas traseras giren siempre al unísono, lo que provoca que en cada curva se produzca un derrapaje más o menos acusado. Otras características podrían ser la escasa altura del Kart (60cm máximo).

2.1.3.-¿QUE SE SIENTE AL PILOTAR UN KART?

Lo que más atrae es la gran sensación de velocidad, ya que al ir sentados tan abajo (la butaca es a apenas un par de centímetros del suelo), la sensación de velocidad sea increíble.



2.2.-HISTORIA DEL KARTING



El deporte del karting nace en marzo de 1956 en una base de aviación de California, Estados Unidos. Durante un fin de semana de permiso de los soldados allí destinados, y por el aburrimiento que les producía el estar fuera de servicio, algunos de ellos tomaron la decisión de fabricar algo que les pudiera hacer disfrutar de las pistas de aviación que tenían.

El resto fue fácil, tubos de calefacción soldados, ruedas de colas de avión, un motor de corta-césped y el volante de un antiguo avión en desuso les bastó para hacer un "go-kart". Así nació el karting, con unos aparatos muy rudimentarios que podían alcanzar los 50 km./h.

El primer kart comercial fue construido en agosto de 1956 por Arte Ingels en California con un motor corta-césped de la West Bend Company (1911-2003), una compañía establecida en West Bend (Wisconsin). Muy pronto el karting se fue consolidando en otras bases de los Estados Unidos y comenzaron las primeras competiciones "salvajes". Los go-karts fueron superando aquellos 50 km./h. y rápidamente se incorporaron muchas mejoras técnicas.

La fiebre por el karting ganó adeptos con rapidez en todo el territorio de los Estados Unidos antes de cruzar el océano hasta Europa, ya que tres años después de su bautismo en California se contaba con más de 300 marcas diferentes que fabricaban este pequeño vehículo lúdico en Norteamérica. También de manera fulgurante, el karting se convirtió en una nueva disciplina deportiva del automovilismo, en la que comenzaban a participar miles de incondicionales.

En los años 60 este deporte se introdujo en Europa a través de Francia e Inglaterra, y se creaban numerosas federaciones nacionales por todo el mundo. Para aglutinar este proceso federativo, la Federación Internacional de Automovilismo decidía crear en 1962 la Comisión Internacional de Karting (CIK/FIA). Mientras que los 70 fueron primordiales para el nacimiento del karting en España, de la mano del entrañable Jorge Fuentes y de otros jóvenes apasionados; y en el resto del mundo el karting se revelaba como una auténtica escuela para el deporte del automovilismo, cuyas virtudes formativas aún se elogian hoy. Jóvenes pilotos como Ayrton Senna, Alain Prost o Riccardo Patrese, comenzarían así a recibir sus clases prácticas en sus competiciones infantiles y a promocionar esta disciplina cuando desembarcaron en la Fórmula Uno en los años 80.

Desde aquel 1956 la evolución del karting ha ido en constante aumento, a pesar de que la reglamentación no ha cambiado mucho, los chasis han ido ganando en estabilidad y frenada. Aquellos primeros tubos de calefacción soldados han dado paso a los más sofisticados chasis y a los sistemas de frenos más modernos. Hoy día un kart puede alcanzar velocidades superiores a los 150 km./h., pero con una seguridad comparable a la de un Fórmula Uno.

Al principio el karting hizo las delicias de todos los amantes del bricolaje que pudieron expresar su ingenio creativo, pero pronto algunos constructores comenzaron a producir pequeñas series de chasis.

Si al principio los motores de corta-césped MacCulloch, con sus 9 cv., hacían disfrutar a los pilotos, pronto quedaron desbancados por las marcas Montesa, Parilla, Rotax y Comer.

Los siempre entusiastas italianos, cuando se trata de deportes mecánicos, fueron los primeros en especializarse en la construcción de chasis. De este modo, la casa Tecno creó en los años 60 el famoso modelo Puma, que fue el prototipo de todos los otros chasis creados desde entonces. Con más de 2.000 chasis fabricados en 1965, los hermanos Pederzanni, creadores de Tecno, dirigían también sus pasos hacia el automovilismo en las Fórmulas 2.000 y 3.000, antes que los problemas económicos paralizaran un proyecto para la Fórmula 1. Desde esta época, los italianos fueron los reyes, la gran mayoría de material provenía de este país, a pesar de que los motores austriacos Rotax obtuvieron grandes éxitos durante varios años.

En 50 años el karting ha obtenido el respeto y el reconocimiento como un deporte completo y una formidable escuela de conducción. Pilotos de la talla de Senna (Sub-Campeón del Mundo de Karting en 1.979 y 1.980), Prost, Schumacher, Herbert, Frentzen, Alesi, Hakkinen, Coulthard, Barrichello, Alonso y muchos otros colaboraron en sus inicios deportivos a que el deporte del karting sea uno de los más difundidos en todo el mundo y sobre todo la base más importante del deporte automovilístico actual.



2.3.-EL KARTING EN ESPAÑA

Categorías de competición

Existen diferentes categorías en el karting de competición, pero desde finales de 2006 la Comisión Internacional de Karting - Federación Internacional de Automovilismo (CIK/FIA) decretó nuevas categorías para todos los campeonatos internacionales: KF1, KF2, KF3, KZ1, KZ2 y Superkart. Son las categorías o niveles superiores del karting internacional, que a su vez también se han adoptado por todas las federaciones nacionales de automovilismo del Mundo, como es el caso de la Real Federación Española de Automovilismo.



Cambios en las categorías CIK/FIA para 2007:

- **KF1** sustituye a la anterior FA (Formula A)
- **KF2** sustituye a la anterior ICA (Intercontinental A)
- **KF3** sustituye a la anterior ICA-Junior (ICA-J)
- **KF4** es la denominada categoría "Básica"

Todas estas categorías están utilizando motores de 125 cc. de 2 tiempos automáticos (encendido electrónico), monocilíndricos, sin caja de cambios y refrigerados por agua o aire. Cada categoría con diversas especificaciones técnicas (silenciadores, carburadores, límite de revoluciones, etc.).

- **KZ1** sustituye a la anterior Super-ICC
- **KZ2** sustituye a la anterior ICC (Intercontinental C)

Estas dos últimas categorías seguirán utilizando los motores de 125 cc. de 2 tiempos, monocilíndricos, con caja de cambios, y refrigerados por agua. De tal manera que no se introducen modificaciones importantes en sus regulaciones técnicas. Brwet

Campeonato de España de Karting

La Real Federación Española de Automovilismo establece para el año 2007 los siguientes Campeonatos, Copas, Trofeos y Challenges de España de Karting:

- **Copa de España Alevín** (entre 8 y 11 años)
- **Copa de España Cadete** (entre 11 y 13 años)
- **Campeonato de España KF3** (entre 13 y 15 años)
- **Campeonato de España KF2** (a partir de 15 años)
- **Campeonato de España KZ2** (a partir de 15 años)
- **Copa de España SuperKart** (a partir de 18 años)

(En el apartado anexo, Anexo I, se muestran el reglamento general de la federación de karting, cabe destacar que para cada categoría existe un reglamento específico)

3.-ALCANIZ CIUDAD DEL “MOTOR”

3.1.-CIRCUITO URBANO GUADALOPE

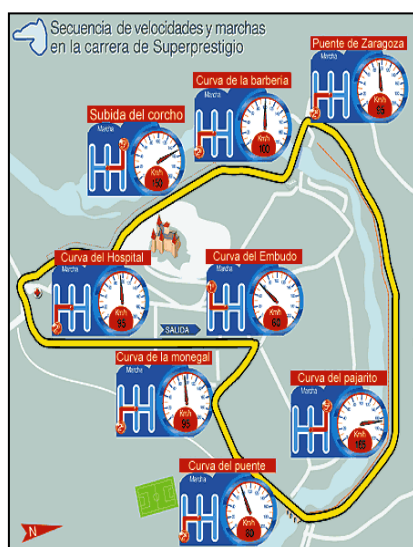
El circuito Guadalope es el último circuito urbano en funcionamiento en España. En septiembre de 1965 rugieron por primera vez los motores en Alcañiz, con la denominada I Prueba Automovilística Virgen de los Pueyos. Por aquel entonces, el vencedor fue Pelayo Martínez "Favila" con un Seat Nardi 1.000, corriendo a un promedio de 88,930 kilómetros por hora.



La vuelta inaugural al circuito la dieron la reina de fiestas y damas de honor a bordo de un Rolls Royce de 1928.

Récord del circuito. La vuelta rápida del trazado sigue imbatida desde 1978 en poder del piloto Juan Fernández (prototipo Osella PA 9 BMW) que, durante el XXII Premio (1978) consiguió dar la vuelta más rápida en 1'33" 67 circulando a 149'888 kilómetros por hora. Además, Juan Fernández es el piloto que más ediciones ha ganado el certamen automovilístico (1967, 1969 y 1982). Porsche es la marca que ha vencido en más ocasiones sobre su trazado, con 5 victorias a su nombre en el palmarés de la prueba.

Años sin prueba. Desde 1965, la prueba ha dejado de celebrarse en 1980 y 1981 por problemas de seguridad, y en 1998 por problemas con la Federación Española de Automovilismo (FEA), que dejó de incluir el certamen en su calendario de competición. La FEA alegó falta de seguridad en el trazado y las carreras se trasladaron en 1998 al circuito tarraconense de Calafat.



El año 99, la FEA otorgó un permiso especial para que el binomio motores-velocidad regresara a Alcañiz y algunas pruebas puntuaran en el Campeonato de España. Sin embargo, lo que se entendió como una vuelta a la normalidad en las relaciones FEA-Automóvil Club Circuito Guadalope (ACCG) culminaba el año 2000 con la ruptura definitiva entre ambas asociaciones.

Ya desde la edición 2000, y para evitar problemas de autorizaciones, las carreras han tenido que rebajar su calificación técnica de nacionales a autonómicas para evitar problemas de permisos con la Federación Española de Automovilismo.

3.2.-CUIDAD DEL MOTOR (MOTORLAND ARAGON)



La Ciudad del Motor de Aragón ubicada en Alcañiz está en el centro de un área de 25 millones de habitantes y a una distancia aproximada de 300km. de importantes ciudades. Se trata de un complejo multifuncional sin precedentes cuya esencia es el motor y cuenta con una extensión de 350 hectáreas, en el que conviven deporte, tecnología, ocio y cultura.



La joya del área deportiva es el Circuito de Velocidad, diseñado por Hermann Tilke uno de los más importantes diseñadores de circuitos de Fórmula 1, con la colaboración del Piloto de F1 Pedro de la Rosa, Asesor Técnico de la Ciudad del Motor. El circuito tendrá una longitud de 5.345m y contará con 8 diferentes trazados. Podemos hablar ya de una realidad pues las obras comenzaron en Noviembre de 2007 y se prevé que

finalicen en verano de 2009. El Circuito Internacional de Karting, diseñado por GPO, con una longitud total de 2 km. está ya en pleno rendimiento y ha acogido importantes pruebas nacionales e internacionales. La unidad de Circuitos de Tierra ha sido diseñada por Carlos Miret y ofrece distintos tipos de circuitos: Rally Cross - Supermotard, Motocross, Dirt-Track y Autocross. El circuito de Autocross ha albergado ya varios campeonatos de España y la construcción del resto de circuitos ha sido finalizada recientemente.

- El Parque Tecnológico del Motor, con una extensión de 21 hectáreas albergará empresas de I+D+I, actividades formativas relacionadas con el motor, el diseño y la seguridad vial, entre otros sectores profesionales del mundo del motor.
- El área de Ocio y cultura, es un espacio para la gastronomía, los eventos, comercio o las exposiciones. Su edificio principal está diseñado por el prestigioso estudio británico de arquitectura Foster + Partners.

Así pues la Ciudad del Motor es ya una realidad que muy pronto se convertirá en un referente a nivel internacional.

3.2.1.-AREAS DEPORTIVAS

La Ciudad del Motor (MotorLand Aragón) cuenta con un espacio único, de primer nivel internacional, que integra circuitos e instalaciones multifuncionales para competiciones del motor y actividades profesionales especializadas.

El diseño de sus circuitos (velocidad, karting y tierra) ha sido homologado para la realización de pruebas de máximo nivel.

El complejo contempla satisfacer las necesidades de diferentes tipos de público, entre ellos, empresas que puedan realizar eventos, ensayos e investigación, aficionados al motor que acudan como espectadores a las pruebas o como usuarios mediante el alquiler de pistas, e instituciones y otros grupos que puedan desarrollar actividades educativas, formativas o lúdicas.

También atraerá a las grandes escuderías de todas las disciplinas para que realicen sus entrenamientos, aprovechando las innovadoras instalaciones y potencialidades únicas del circuito de velocidad y las singulares características del clima de la zona, idóneo para la preparación de los equipos profesionales.

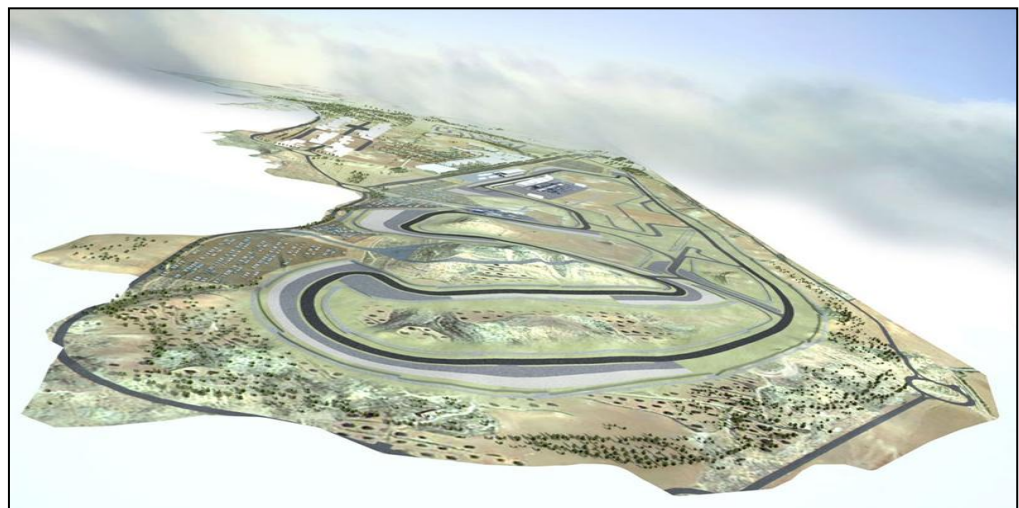
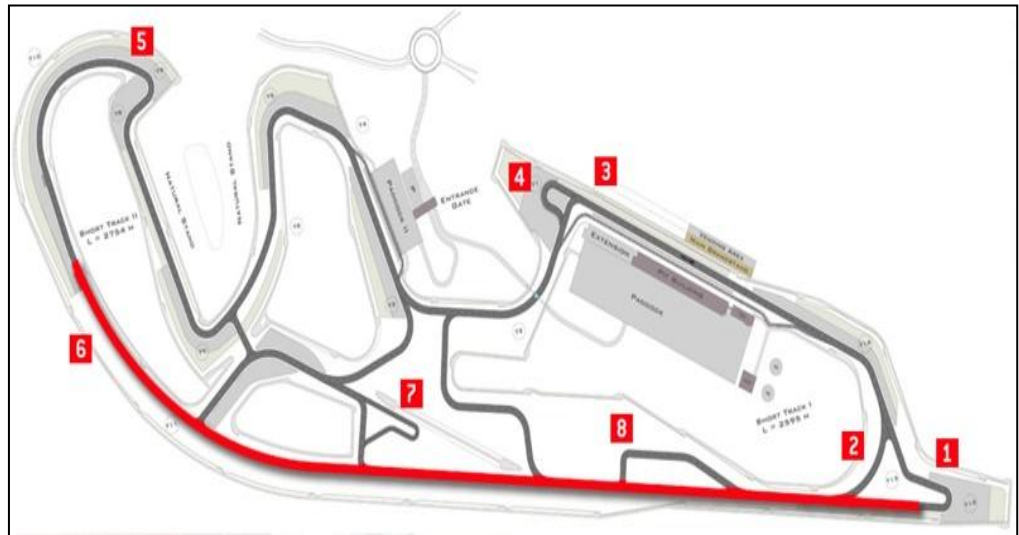
3.2.1.1.-CIRCUITO DE VELOCIDAD

Diseñado por Hermann Tilke con el asesoramiento de Pedro de la Rosa y una superficie de 1.320.000 m² está homologado para competiciones internacionales, entrenamientos y test de Fórmula 1, Moto GP, camiones, tandas, formación...

DISEÑO

Cada tramo tiene su razón de ser:

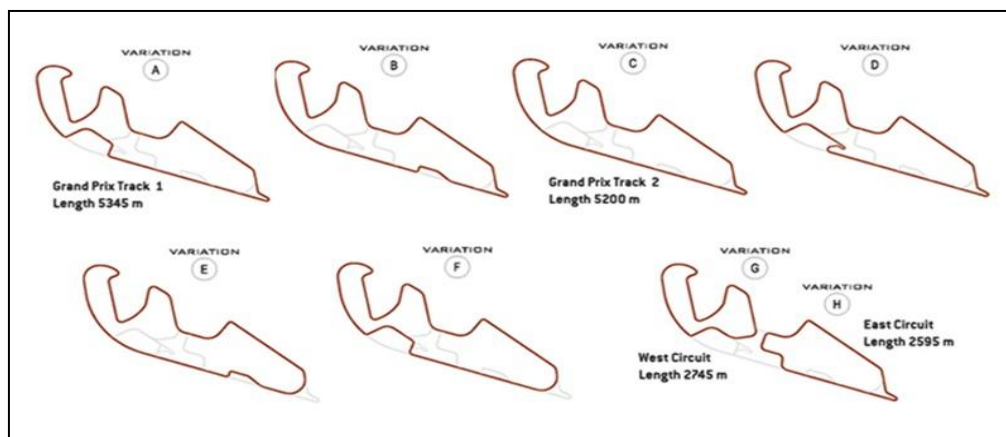
- | | |
|---------------------------------|-----------------------------------|
| * 1 Curva ángulo final de recta | * 2 Variante para motos. |
| * 3 Curva 90°. | * 4 Variante. |
| * 5 Curva de acceso a recta. | * 6 Recta de aerodinámica + 2 Km. |
| * 7 Curva muy lenta. | * 8 Chicane. |



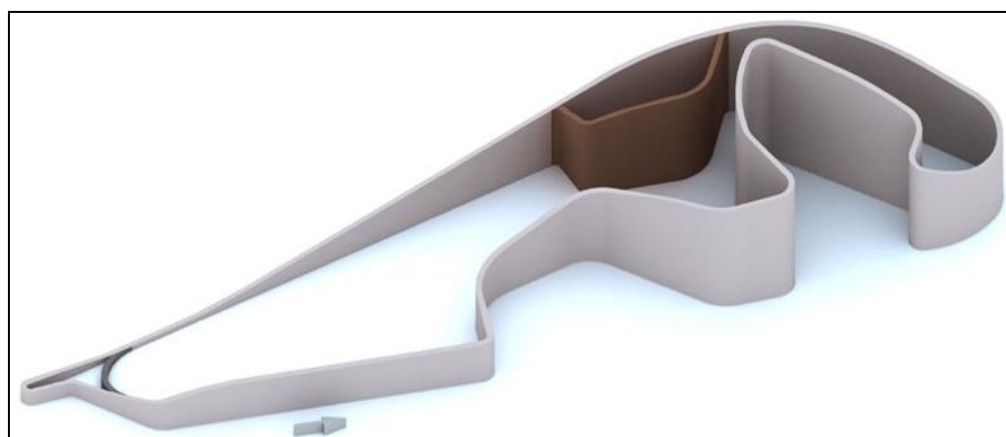
DATOS TÉCNICOS

- * Longitud total circuito: 5.345 m
- * Ancho de pista: 12/15 m
- * Número de curvas (Grand Prix Track 1): 18
- * Número de curvas (Grand Prix Track 2): 14
- * Máxima contrapendiente: 2,5 %
- * Superficie total: 1.320.000 m²
- * Longitud en rectas: 1.211 m
- * Trazado 2: 2.754 m
- * Curvas a la derecha: 8
- * Escapatorias: Mixtas asfalto y grava
- * Dimensión del paddock 1: 33.700 m²
- * Capacidad de espectadores: 60.000
- * Pista: 66.000 m²
- * Vías de servicio: 49.000 m²
- * Pit lane 2: 1.500 m²
- * Césped artificial: 4.000 m²
- * Parking: 111.300 m²
- * Guardarrail: 12.000 m
- * Barrera de neumáticos: 4.200 m
- * Longitud de recta más larga: 1.726 m
- * Longitud recta de salida: 630 m
- * Máxima subida: 5,4 %
- * Máxima bajada: 7,2 %
- * Dimensiones Paddock: 33.700 m²
- * Longitud: 5.345 m
- * Trazado 1: 2.595 m
- * Curvas a la izquierda: 9
- * Escapatorias: Mixtas asfalto y grava
- * Boxes: 24 de 170 m²
- * Dimensión del paddock 2: 8.200 m²
- * Helipuerto: 420 m²
- * Escapes grava: 41.000 m²
- * Pit lane 1: 3.300 m²
- * Variantes de pista: 22.000 m²
- * Puerta de entrada: 9.000 m²
- * Vallas: 5.050 m
- * Pianos: 3.550 m
- * Puestos de comisarios: 28

VARIANTES



DESNIVEL



3.2.1.2.-CIRCUITO DE TIERRA

Integra circuitos de diferentes modalidades:

- * SUPERMOTARD: 1,210 m - 55.000 m²
- * RALLYCROSS: 1,139 m - 55.000 m²
- * MOTOCROSS: 1,646 m - 70.000 m²
- * AUTOCROSS: 1,069 m - 70.000 m²
- * DIRT-TRACK: 322 m



3.2.1.3.-CIRCUITO DE KARTING

Diseñado por Jaime Nogué (GPO) reconocido diseñador de circuitos en España. Y una superficie de 240.000 m² es el circuito con la máxima homologación en nivel A por CIK-FIA para pruebas internacionales.

El circuito está plenamente operativo para competiciones, pruebas, formación, empresas, alquiler de karts, socios, tandas, etc. Ha albergado ya competiciones tanto a nivel nacional como internacional de diferentes disciplinas deportivas.

Para más información acerca del circuito, alquiler o servicios:

Dpto. de explotación

Teléfono: 978 83 55 48

karting@motorlandaragon.com



DISEÑO

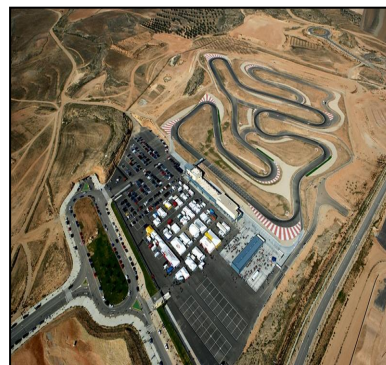
Variantes

- * 1- Variante norte: 1.030 m
- * 2- Variante sur: 948 m
- * 3- Trazado homologado internacional: 1.671,63 m
- * 4- Variante larga: 2.028 m



DATOS TECNICOS

- * Longitud total circuito: 2.049 m
- * Longitud circuito homologado: 1.671,633 m
- * Ancho de la pista: 10 m
- * Longitud recta de salida: 173,361 m
- * Escapatorias: Mixtas de asfalto y grava.
- * Curvas a izquierdas: 9
- * Curvas a derechas: 10
- * Pendiente máxima ascendente: 3,25 %
- * Pendiente máxima descendente: 4,5 %
- * Dimensiones Paddock: 200 plazas de 8 x 6 +
viales de acceso + parque de asistencia técnica.



3.3.-BUSQUEDA DEL PUNTO MÁS DESFAVORABLE DEL TRAZADO



Tras varias visitas a la ciudad del motor para ver las instalaciones gracias a José María Usón, responsable de marketing, que fue él el que gestiono todas mis visitas en una de las cuales conocí a José Antonio Frac antiguo piloto de kart y en la actualidad mecánico del circuito.

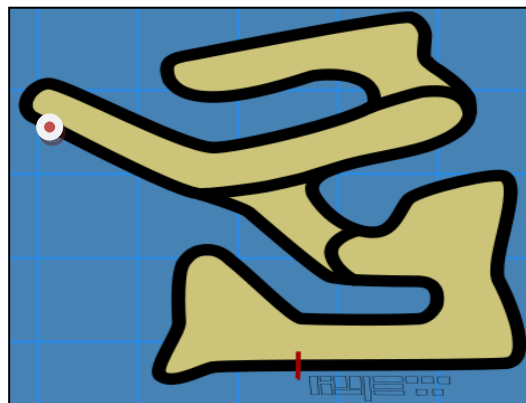
Fue José Antonio el que me resolvería gran parte de las dudas que me surgían a la hora de afrontar este proyecto. La primera de todas y más importante era que marca de chasis utilizaban los pilotos para correr, y la inmensa mayoría de ellos compiten con el chasis de la marca A.M.V Racing que es el del estudio en cuestión.

Como bien me dijo José Antonio el chasis de esta marca no sufría ningún tipo de rotura debido a fatiga o desgaste así como ninguna avería al salirse de pista ya que este circuito dispone de amplias zonas de escapatoria de grava diseñadas con este fin. Así pues la única forma del que el chasis sufriera algún desperfecto era en una colisión en carrera.

En mi última visita al trazado tuve la oportunidad de observar a un piloto entrenando y tras lo hablado con el experimentado mecánico yo pensaba que mi estudio se centraría en un choque entre dos karts. Así pues necesitaba conocer el punto más desfavorable del circuito, y aquí me decante no por el más dificultoso de trazar sino por el más rápido ya que sería en ese punto en el cual un vehículo ejerciera mayor fuerza sobre el otro y por consiguiente mayor impacto.



Para encontrar el punto más rápido del circuito me fue de gran utilidad un sistema GPS que colocan al kart en las sesiones de entrenamiento privadas así como otro sistema de monitorización de las condiciones del motor. Gracias a estos sistemas puede averiguar cuál era el punto más rápido del circuito, que contra mi pronóstico no es el final de la recta de meta sino una casi recta situada más o menos a la mitad del trazado la cual incorpora una amplia chicane, en la cual los pilotos utilizan los pianos con el fin de no frenar y afrontar ese tramo como una larga recta. La velocidad en ese punto del trazado es de unos 164.3 Km/h que han sido redondeados a los 165 Km/h frente a los 118 Km/h que se alcanzan al final de la recta de meta.



Con las experiencias aprendidas hable con Mario Maza para comentarle mis intenciones de cómo enfocar los estudios sobre el chasis. Después de una amplia conversación todas mis expectativas se venían abajo debido a las explicaciones que Mario me hizo sobre el análisis de accidentes.

La velocidad de colisión no podía ser la que en un principio se estimó ya a la hora de un choque interviene la reacción humana que instintivamente es la de apretar el freno disminuyendo así la velocidad de impacto. Esto podía suponer un problema, aunque nada más lejos de la realidad ya que el tiempo de reacción de una persona se estima entre 1 – 1,5 segundos, conociendo la velocidad inicial el coeficiente de rozamiento y la fuerza de frenado seríamos capaces de conocer la velocidad final.

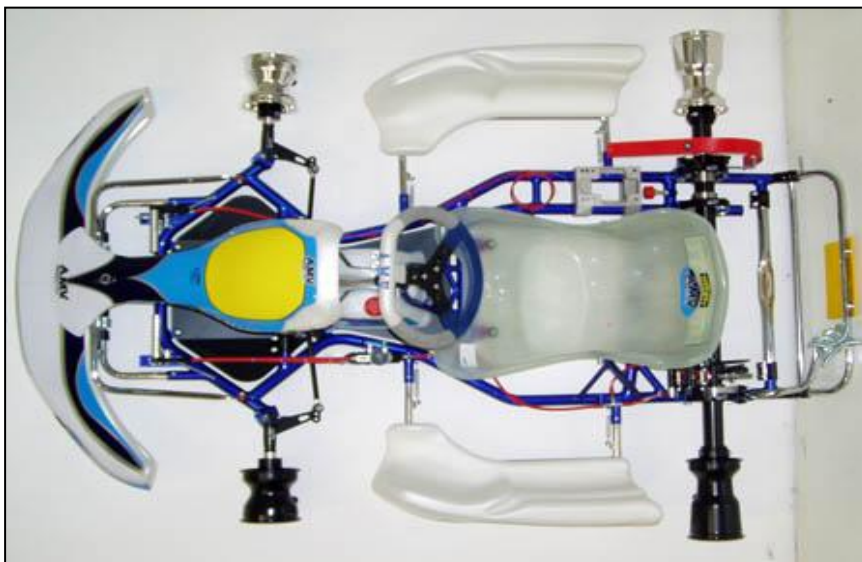
El problema reside en que el conjunto del kart tiene piezas plásticas y flexibles diseñadas para la adsorción de energía en caso de accidente y transportar todos estos datos a un modelo informático resulta muy complejo ya que es necesario conocer el material con el que se fabrican todos estos componentes.

Después de todo, los estudios serán unos estudios básicos para conocer las acciones que sufriría el chasis con unas condiciones que se explicaran en cada apartado.

4.-CHASIS EN ESTUDIO

4.1.-ESPECIFICACIONES

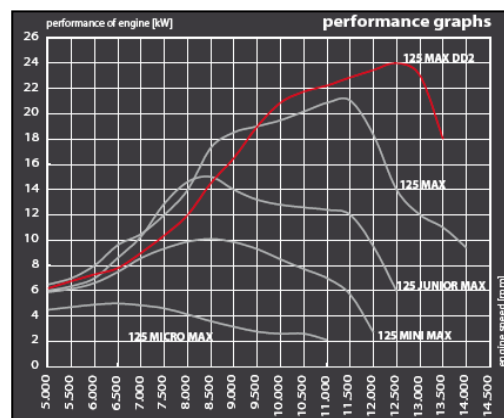
El chasis en estudio es un chasis de la marca A.M.V. Racing como se ha comentado en apartados anteriores.



Este chasis monta un motor de la marca Rotax para la máxima categoría. En concreto el motor es un motor ROTAX 125 MAX DD2 cuyas principales características son:

- Potencia = 32,6 cv. a 11.750 rpm
- Par máximo = 20 Nm a 10.500 rpm
- RPM máximas = 13500 rpm
- Aceleración de 5,5 m/s²
- Peso = 29,2 kg

Además para este trazado se usa unos desarrollos de 26 – 61, lo que significa que el eje de salida del motor monta una corona dentada de 36 dientes (piñón ó piñón de ataque) frente a los 61 dientes que presenta la corona solidaria al eje trasero o eje motriz.





4.2.- MATERIAL DE FABRICACIÓN

El material es una aleación de acero al carbono conocida como AISI 4130. Pero antes de meternos de lleno con este material, que se explica detalladamente en el apartado **4.2.4**, necesitamos tener unas nociones básicas sobre aceros.

Aceros aleados son aceros que además de los cinco elementos: carbono, silicio, manganeso, fósforo y azufre, contienen también cantidades relativamente importantes de otros elementos como el cromo, níquel, molibdeno, etc., que sirven para mejorar alguna de sus características fundamentales. También puede considerarse aceros aleados los que contienen alguno de los cuatro elementos diferentes del carbono que antes hemos citado, en mayor cantidad que los porcentajes que normalmente suelen contener los aceros al carbono, y cuyos límites superiores suelen ser generalmente los siguientes: Si=0.50%; Mn=0.90%; P=0.100% y S=0.100%.

4.2.1.-NOMENCLATURA DE LOS ACEROS SISTEMA S.A.E - A.I.S.I

Como la micro estructura del acero determina la mayoría de sus propiedades y aquella está determinada por el tratamiento y la composición química; uno de los sistemas más generalizados en la nomenclatura de los aceros es el que está basado en su composición química.

En el sistema S.A.E. - A.I.S.I, los aceros se clasifican con cuatro dígitos XXXX. Los primeros dos números se refieren a los dos elementos de aleación más importantes y los dos o tres últimos dígitos dan la cantidad de carbono presente en la aleación. Un acero 1040 AISI es un acero con 0.4%C; un acero 4340 AISI, es un acero aleado que contiene 0.4%C, el 43 indica la presencia de otros elementos aleantes.

Las convenciones para el primer dígito son:

- 1 – MANGANESO
- 2 - NIQUEL
- 3 - NIQUEL-CROMO, principal aleante el cromo
- 4 - MOLIBDENO
- 5 - CROMO
- 6 - CROMO-VANADIO, principal aleante el cromo
- 8 - NIQUEL-CROMO-MOLIBDENO, principal aleante el molibdeno
- 9 - NIQUEL-CROMO-MOLIBDENO, principal aleante el níquel.

No hay aceros numerados 7xxx porque estos aceros resistentes al calor prácticamente no se fabrican.

4.2.2.-CARACTERÍSTICAS QUE APORTAN LOS PRINCIPALES ELEMENTOS DE ALEACIÓN

Cromo la adición del elemento cromo origina la formación de diversos carburos de cromo que son muy duros; sin embargo, el acero resultante es más dúctil que un acero de la misma dureza producido simplemente al incrementar su contenido de carbono. La adición de cromo amplía el intervalo crítico de temperatura.

Níquel la adición de níquel al acero amplía el nivel crítico de temperatura, no forma carburos u óxidos. Esto aumenta la resistencia sin disminuir la ductilidad. El cromo se utiliza con frecuencia junto con el níquel para obtener la tenacidad y ductilidad proporcionadas por el níquel, y la resistencia al desgaste y la dureza que aporta el cromo.



Manganeso el manganeso se agrega a todos los aceros como agente de desoxidación y desulfuración, pero si el contenido de manganeso es superior a 1%, el acero se clasifica como un acero aleado al manganeso. Reduce el intervalo crítico de temperaturas.

Silicio este elemento se agrega como desoxidante a todos los aceros. Cuando se adiciona a aceros de muy baja cantidad de carbono, produce un material frágil con baja pérdida por histéresis y alta permeabilidad magnética. El uso principal del silicio es, junto con otros elementos de aleación, como manganeso, el cromo y el vanadio, para estabilizar los carburos.

Molibdeno el molibdeno forma carburos y también se disuelve en ferrita hasta cierto punto, de modo que intensifica su dureza y la tenacidad. El molibdeno abate sustancialmente el punto de transformación. Debido a esta abatimiento, el molibdeno es de lo más eficaz para impartir propiedades deseables de templabilidad en aceite o en aire. Exceptuando al carbono, es el que tiene el mayor efecto endurecedor y un alto grado de tenacidad.

Vanadio es un fuerte desoxidante y promueve un tamaño fino de grano, también acrecienta la tenacidad del acero. El acero al vanadio es muy difícil de suavizar por revenido, por lo que se utiliza ampliamente en aceros para herramientas.

Tungsteno (wolframio) este elemento se emplea mucho en aceros para herramientas, porque la herramienta mantendrá su dureza aún cuando estuviera candente o al rojo. Produce una estructura densa y fina, impartiendo tenacidad y dureza.

(En el Anexo II se amplía las características que aportan estos elementos)

4.2.3.-ACEROS 41XX

Aceros de **alta resistencia, y baja aleación** (HSLA), según lo especificado por la **Society of Automotive Engineers** (SAE). **Aleación elementos** incluyen **cromo y molibdeno**, y como resultado de estos materiales son a menudo citado como el acero cromo, o cro-mo, o CRMO. Ellos tienen una excelente resistencia al peso, son fáciles de **soldar** y son considerablemente **más fuerte y más duro** que el acero estándar de 1020.

Aunque estos grados de acero contienen cromo, no es en grandes cantidades suficientes para proporcionar la corrosión encontrado resistencia en acero inoxidable.

(En el Anexo III se muestran las características de los acero 41XX)



4.2.4.-ACERO 4130

Acero al cromo molibdeno, comúnmente llamado cromomolio, chromoly, cromo molibdeno o acero militar tiene como cualidades: más ligero, más flexión, menor corrosión, menor fatiga, más resistencia, que el acero al carbono tradicional.

Composición:

% Cr	% Mo	% C	% Mn	% P (Max)	% S (Max)	% Si
0,80 - 1,10	0,15 - 0,25	0,28 - 0,33	0,40 - 0,60	0,035	0,040	0,15 - 0,35

Actualmente se utiliza en el BMX donde las bicicletas son 100% rígidas (incluyendo horquilla) y el aluminio no soportaría las tensiones a que se someten estas bicicletas.

En el MTB se ha reemplazado por el aluminio gracias a las suspensiones (delantera y/o trasera) que se encargan de absorber esas elevadas tensiones y prolongan la vida útil o fatiga del aluminio.

Además de usarse en el diseño de bicicletas su utilización se está extendiendo a los ámbitos del karting utilizándose para la fabricación de los chasis o bastidores portantes donde se combina con otros elementos de aluminio.

A continuación se muestran las características básicas de acero con el que la empresa A.M.V Racing fabrica sus chasis.

- Módulo Elástico..... 205.000_1000.000 N/m²
- Coeficiente de Poisson..... 0,85 NA
- Módulo Cortante..... 80.000_1000.000 N/m²
- Densidad..... 7.850 Kg/m³
- Límite a Tracción..... 731_1000.000 N/m²
- Límite a Compresión..... ----
- Límite Elástico..... 460_1000.000 N/m²
- Coeficiente dilatación térmica... ----
- Conductividad térmica..... 42,7 W/(m °K)
- Calor específico..... 477 J/(Kg °K)

4.3.- CONFORMACION DEL CHASIS

El chasis está formado por una serie de tubos de perfil circular soldados entre sí. A continuación se muestra una tabla con los diámetros estándar en pulgadas.

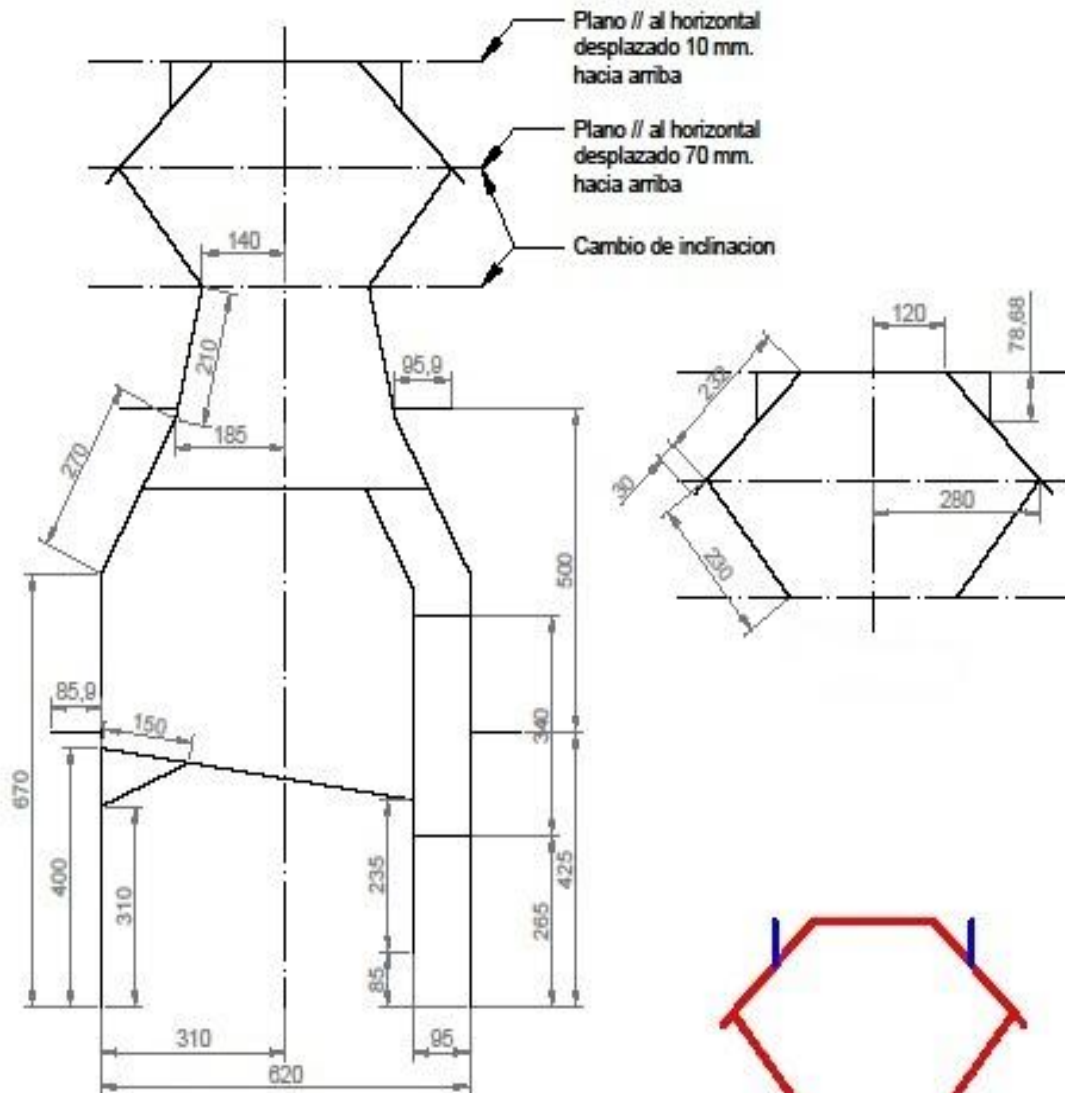
Diámetro Nominal	Diámetro exterior (mm)	espesores (mm)							
		0,6	0,75	0,8	0,9	1,0	1,2	1,5	2,0
3/8"	9,5			X	X	X	X		
1/2"	12,7	X	X	X	X	X	X	X	X
5/8"	15,9	X	X	X	X	X	X	X	X
3/4"	19,1	X	X	X	X	X	X	X	X
7/8"	22,2	X	X	X	X	X	X	X	X
1"	25,4		X	X	X	X	X	X	X
1 1/8"	28,6			X	X	X	X	X	X
1 1/4"	31,8		X	X	X	X	X	X	X
1 3/8"	34,9			X	X	X	X	X	X
1 1/2"	38,1		X	X	X	X	X	X	X
1 5/8"	41,3			X	X	X	X	X	X
1 3/4"	44,5		X	X	X	X	X	X	X
2"	50,8			X	X	X	X	X	X
2 1/4"	57,2						X	X	X
2 1/2"	63,5						X	X	X
3"	76,2						X	X	X

Detallado de los diámetros utilizados es el siguiente:

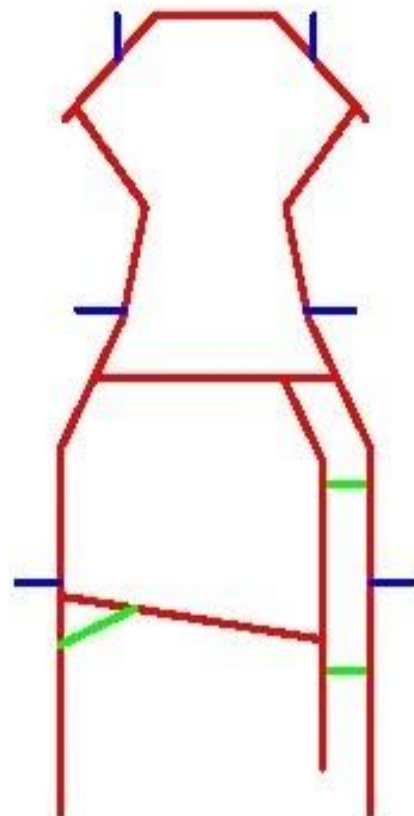
ELEMENTO	Ø EXTERIOR (mm)	ESPEJOR (mm)
Estructura perimetral	31,8	2
Subestructura interna	31,8	2
Travesaño inclinado	31,8	2
Travesaño recto	31,8	2
Refuerzos	22,2	2
Tirantes principales bucket	19,1	1,5
Tirantes secundarios bucket	15,9	1,5
Tirantes apoyo superior eje direccional	19,1	1,5
Tirantes apoyo inferior eje direccional	15,9	1,5
Anclajes barra paragolpes	25,4	2

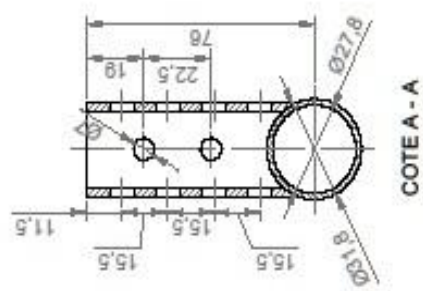
Estas medidas fueron tomadas en la NAVE 2 DEL C.E.E.I. a un chasis propiedad de la Universidad de Zaragoza el cual está siendo utilizado para la fabricación de un simulador de conducción.

4.4.- MEDIDAS (croquis)

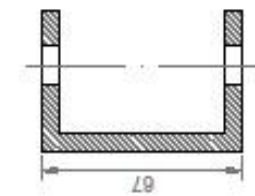
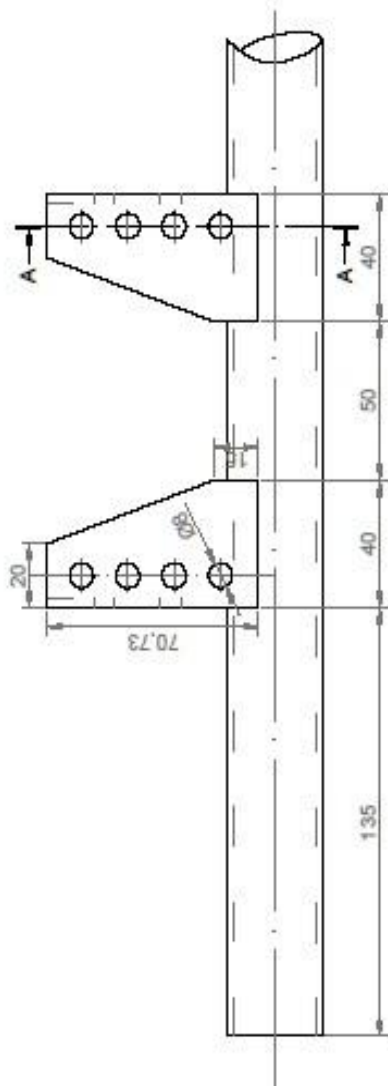


Color	D ext. (")	D ext. (mm.)	e (mm.)
Red	1 1/4"	31.8	2
Green	1 1/8"	28.2	2
Blue	1 "	25.4	2



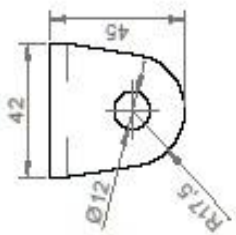
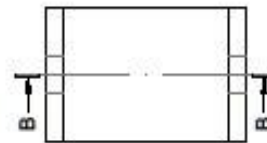


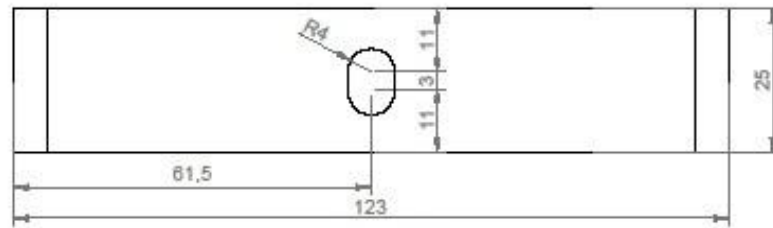
Espesor 3 mm.



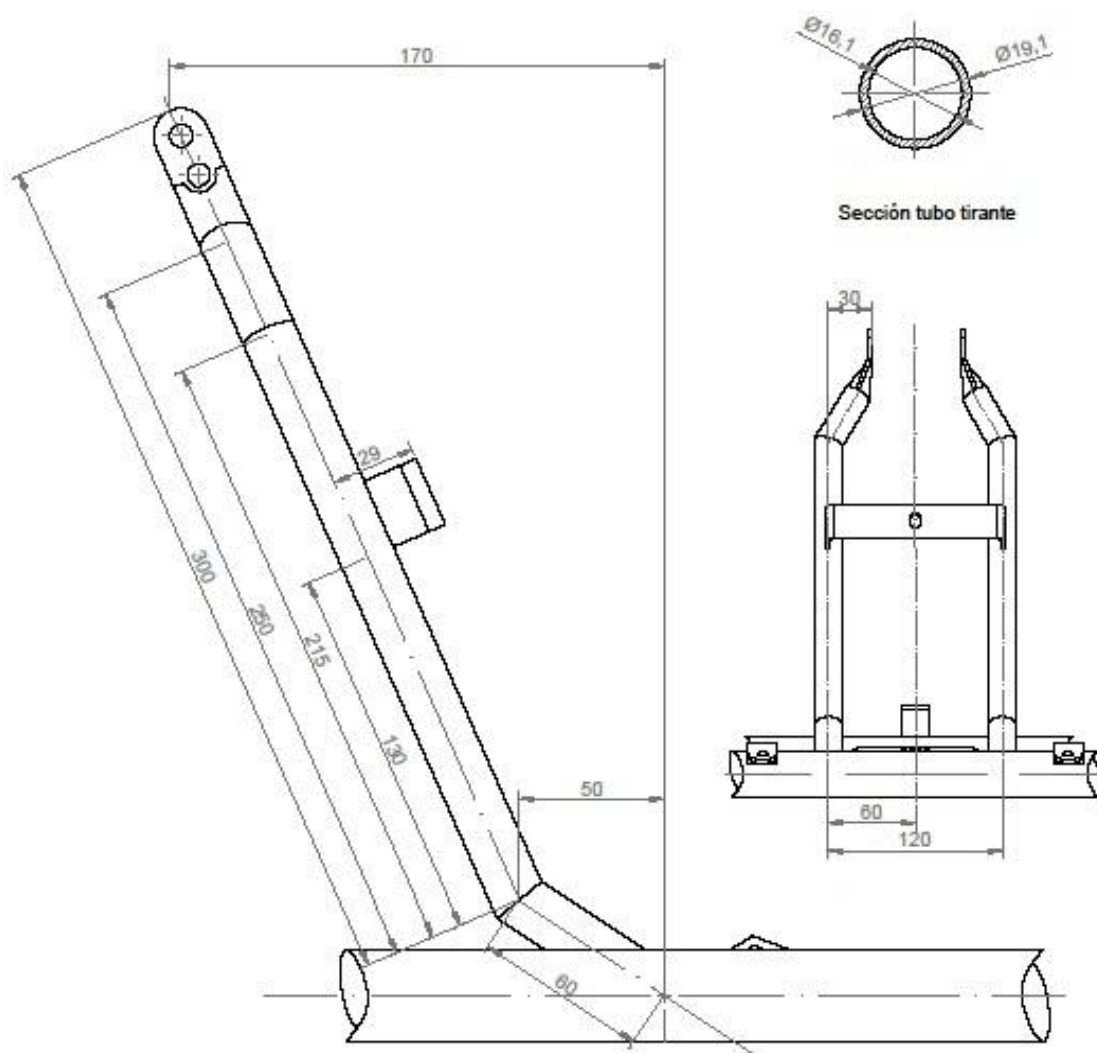
COTE B - B

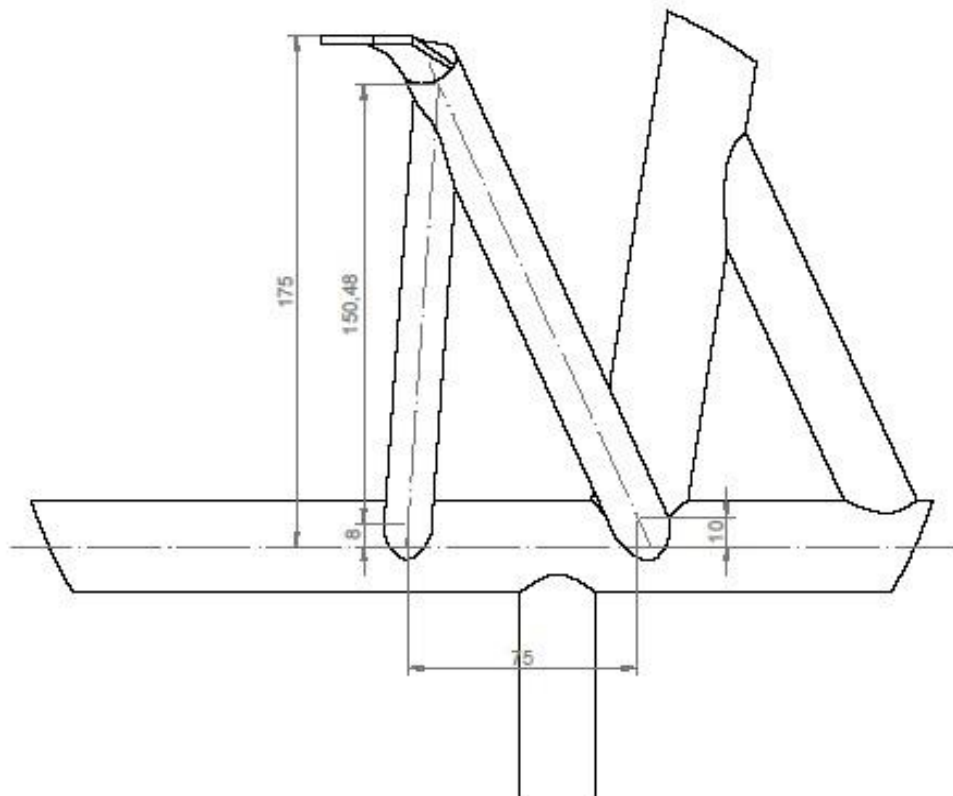
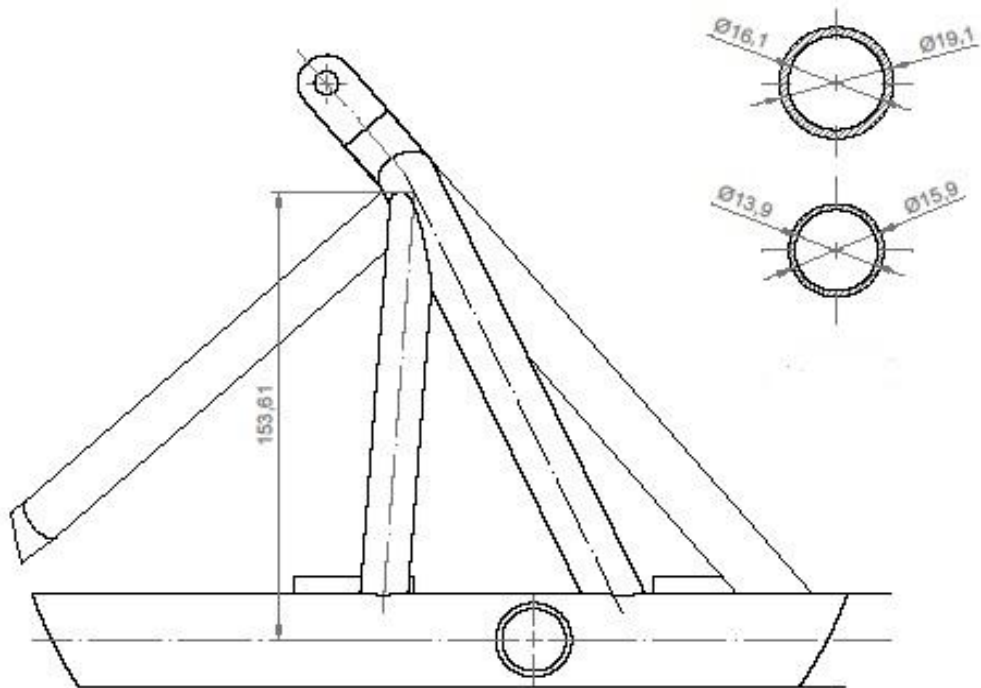
Epesor 6 mm.

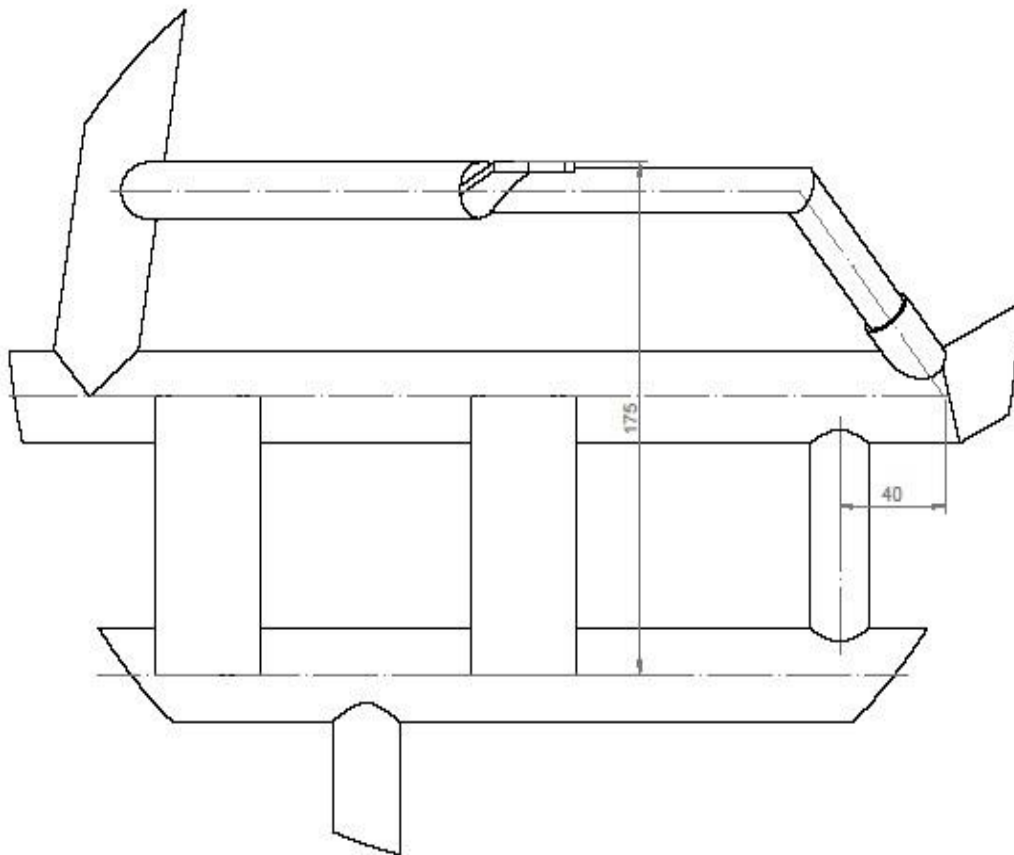
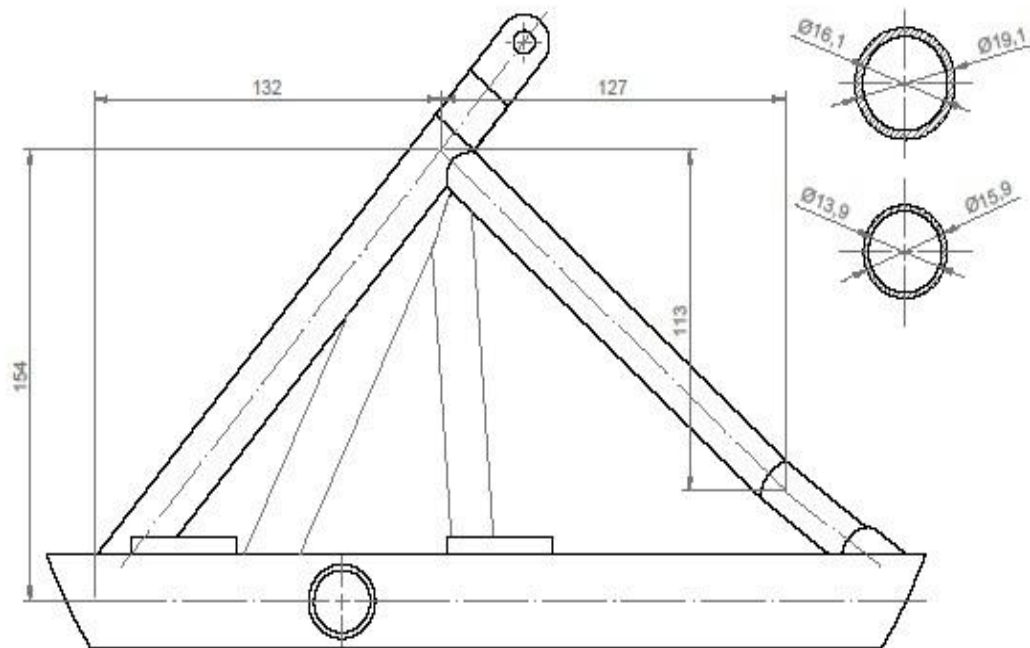


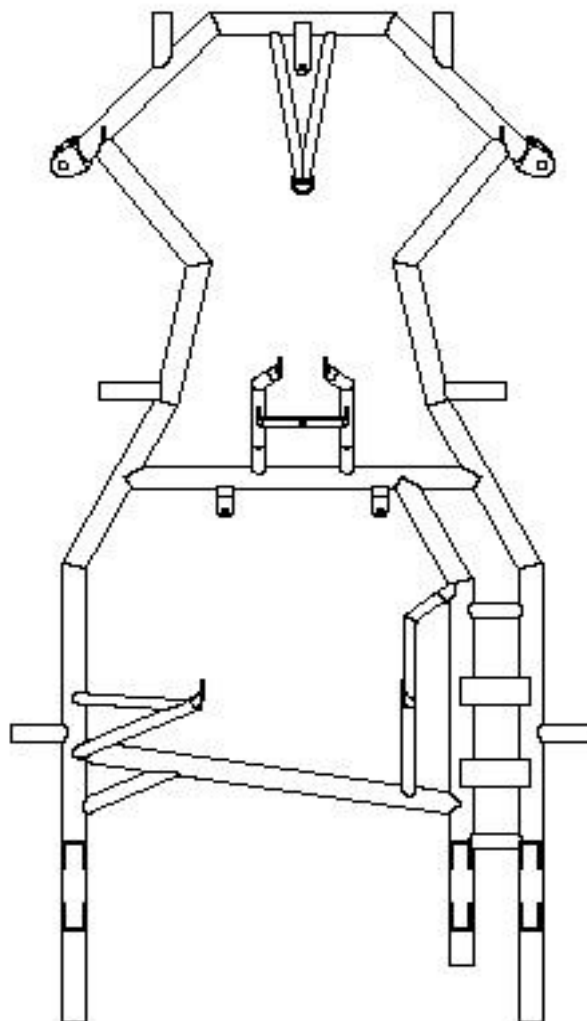
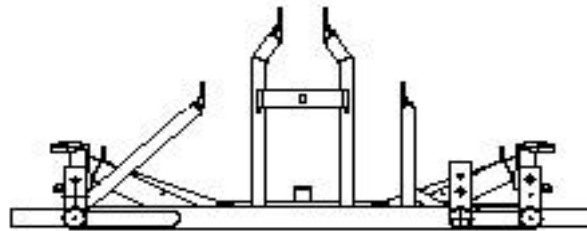


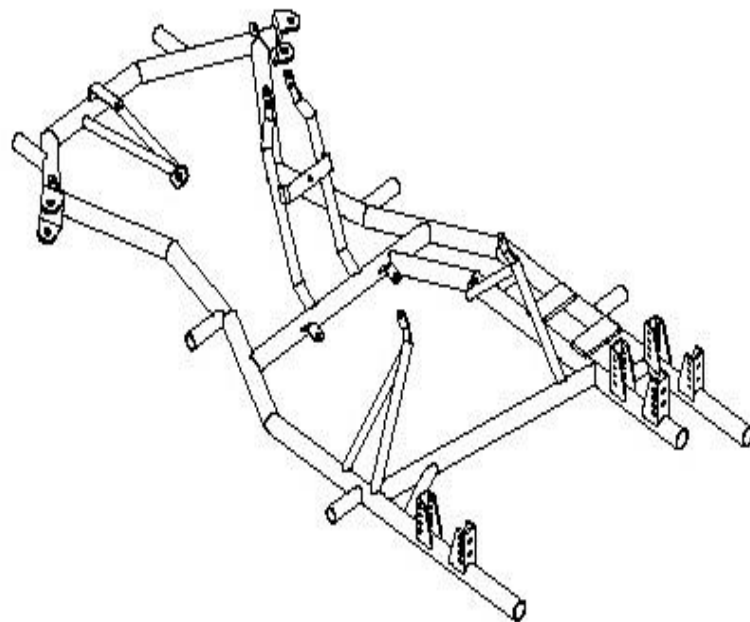
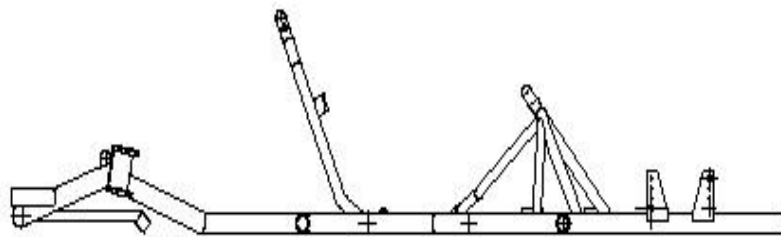
Espesor 3 mm.





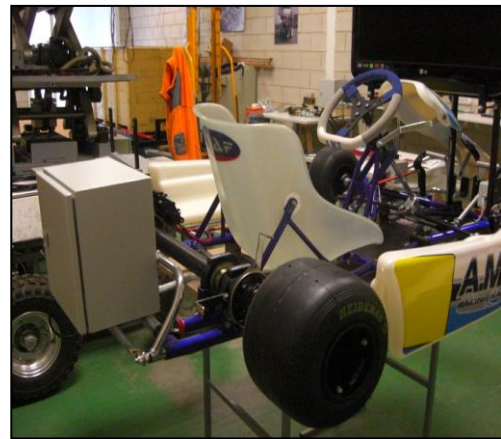






Las imágenes mostradas anteriores no son planos de fabricación ni montaje; es una representación, en Autocad, de alguno de los croquis que se tomaron para realizar los modelos 3D.

4.5.- FOTOS



5.-CHASIS VIRTUAL (MODELIZADOS)

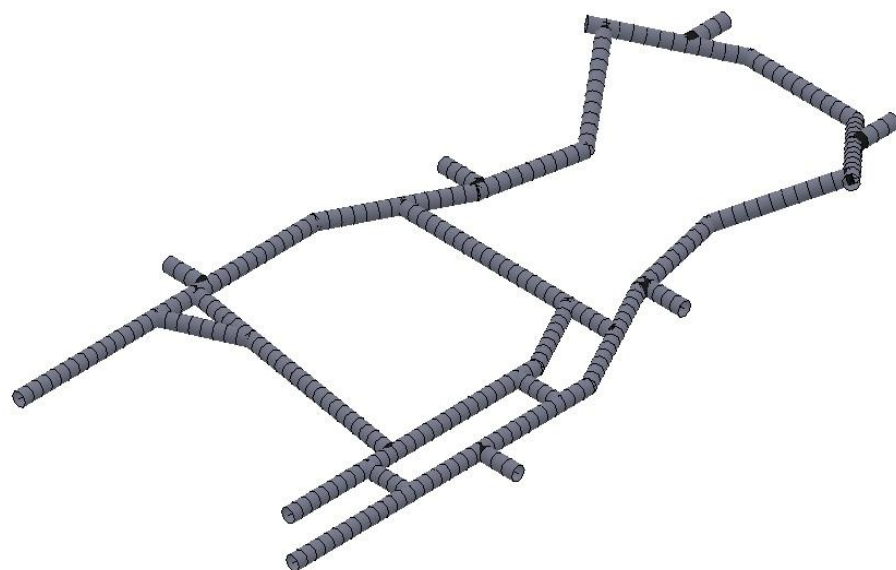
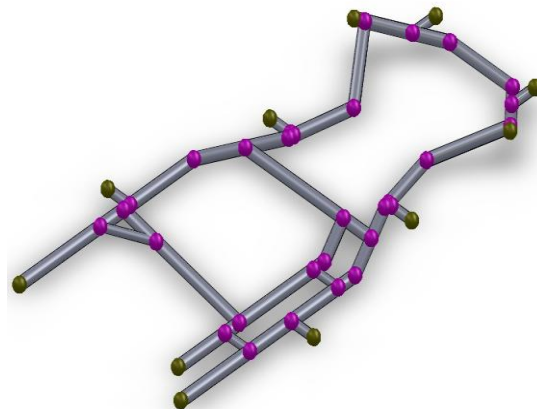
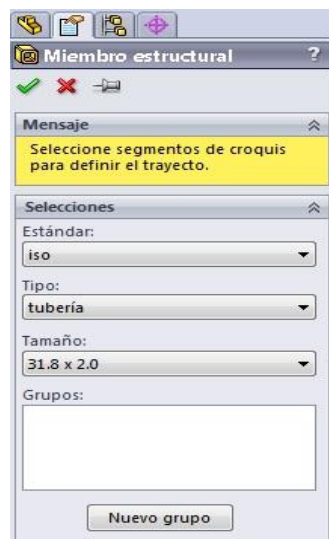
5.1.-MODELOS 3D PARA ESTUDIOS DE CONTROL

En este apartado se muestra un chasis simplificado para realizar los estudios de control. El motivo de simplificar el chasis es agilizar los procesos de cálculo de dichos estudios ya que estos sirven para comprobar que los modelos se comportan correctamente según los principios de la elasticidad y resistencia de los materiales.

A continuación se enumeran las principales características de los diferentes modelos.

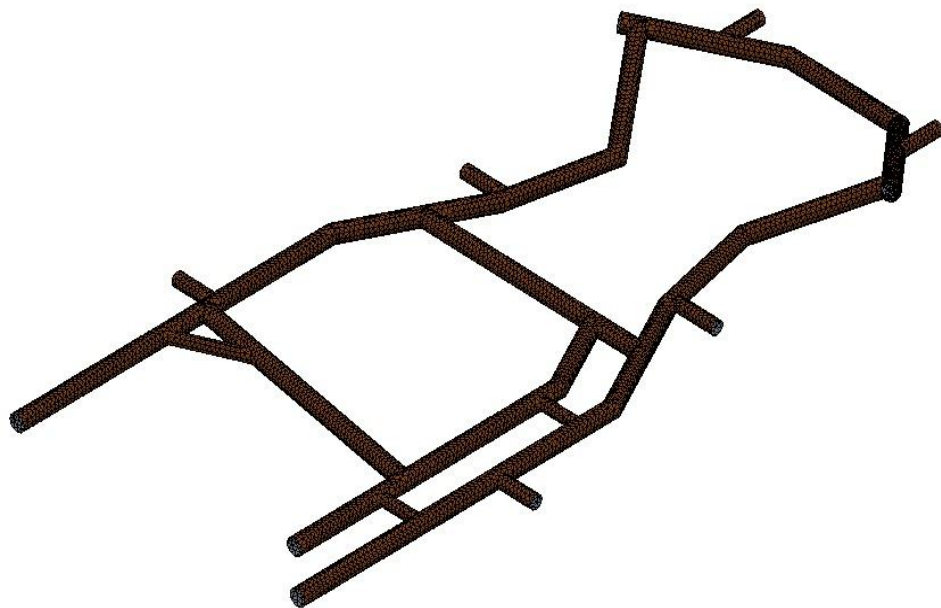
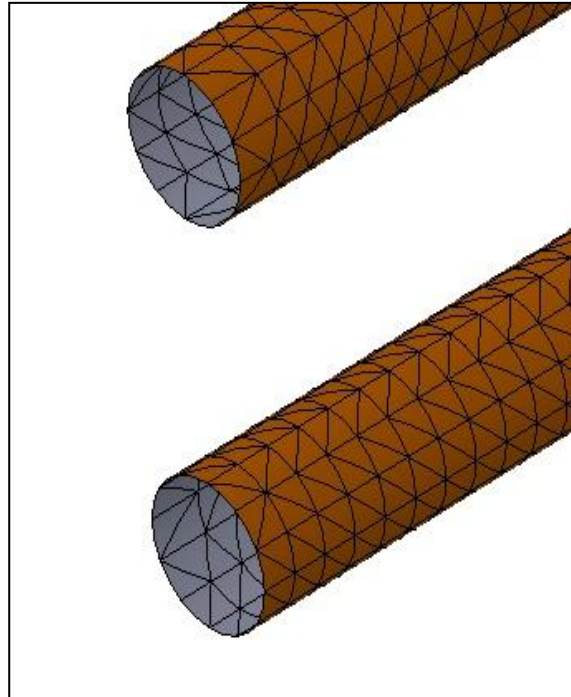
5.1.1.-MODELO UNIDIMENSIONAL

Este modelo ha sido conformado mediante miembros estructurales, para crear los tubos, a partir de los cuales definiremos las juntas y las barras



5.1.2.-MODELO BIDIMENSIONAL

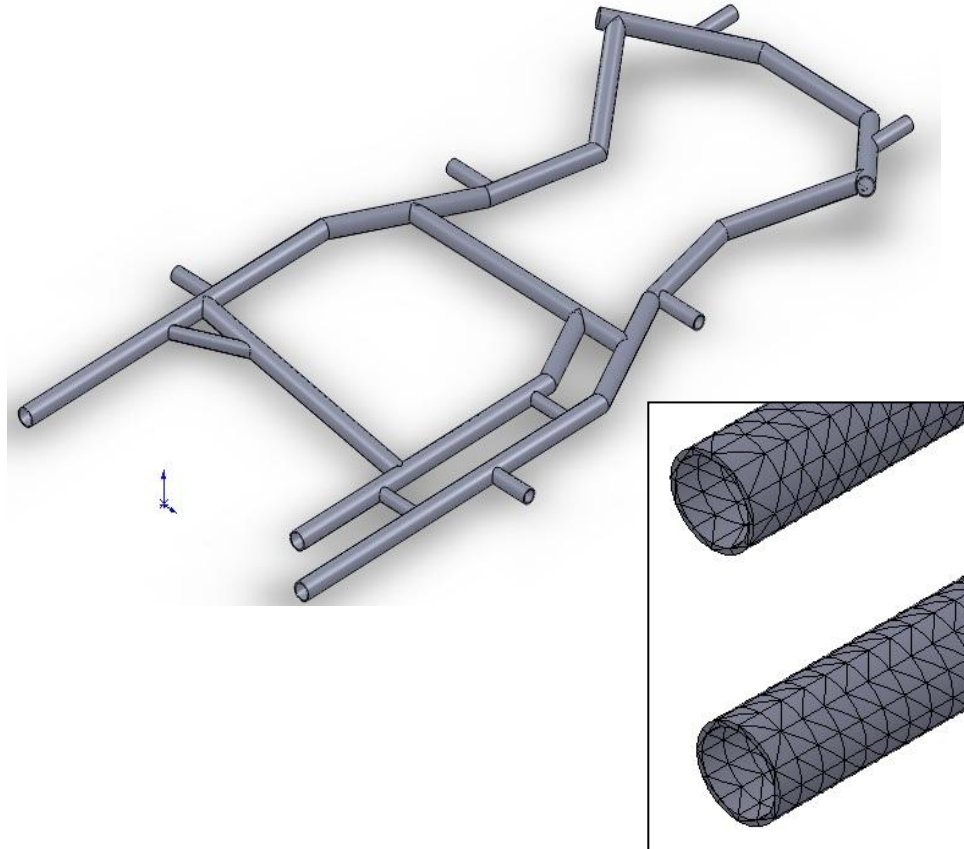
Dicho modelo se ha realizado mediante operaciones con elementos sólidos para conformar los tubos y las uniones entre ellos. A estos sólidos se les ha aplicado un vaciado para crear un “*Shell*” o lámina a partir de la cual realizar el análisis asignado el espesor deseado.





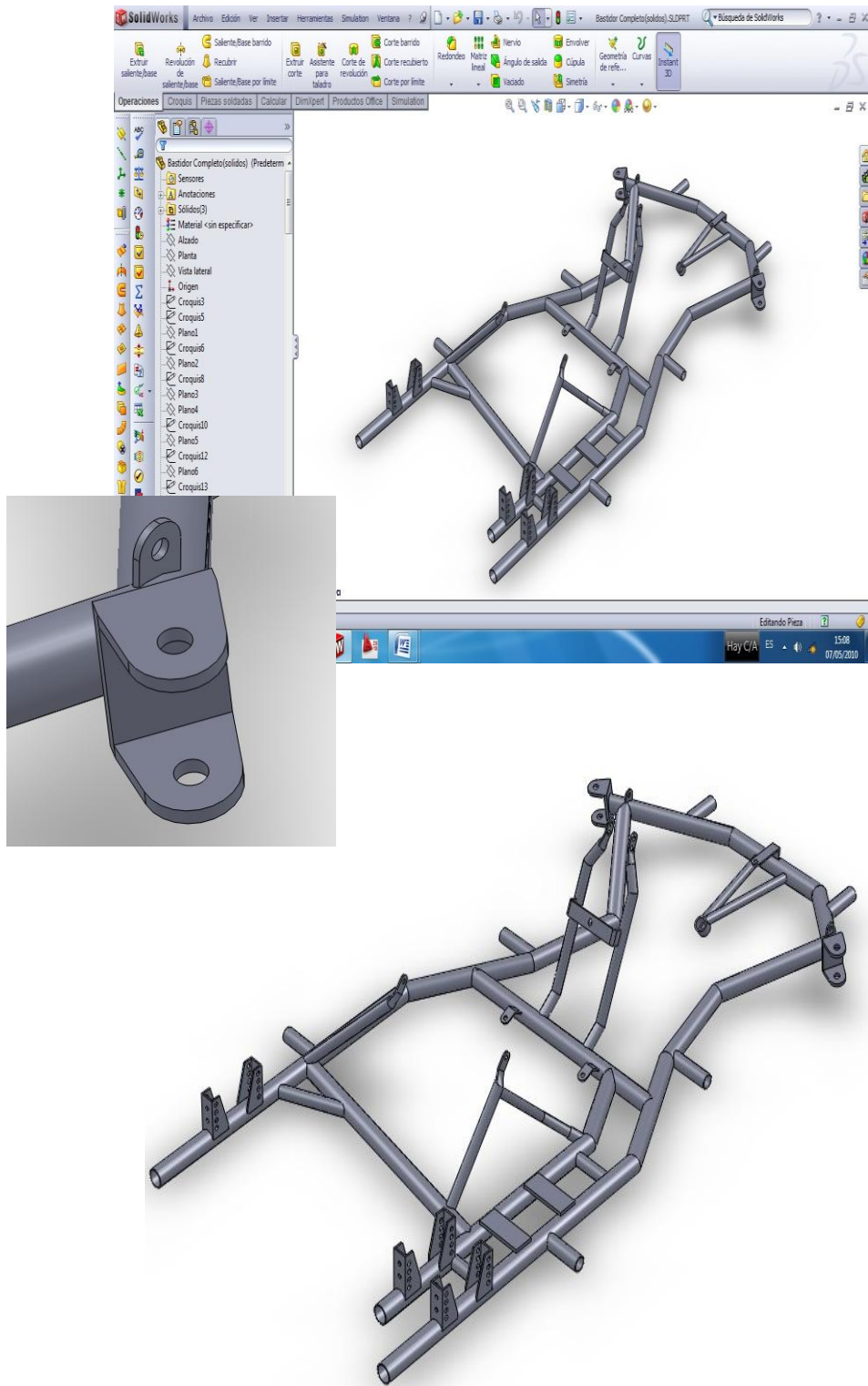
5.1.3.-MODELIZADO TRIDIMENSIONAL

En este caso como en el del caso del modelo bidimensional se ha partido de un chasis realizado con elementos sólidos.



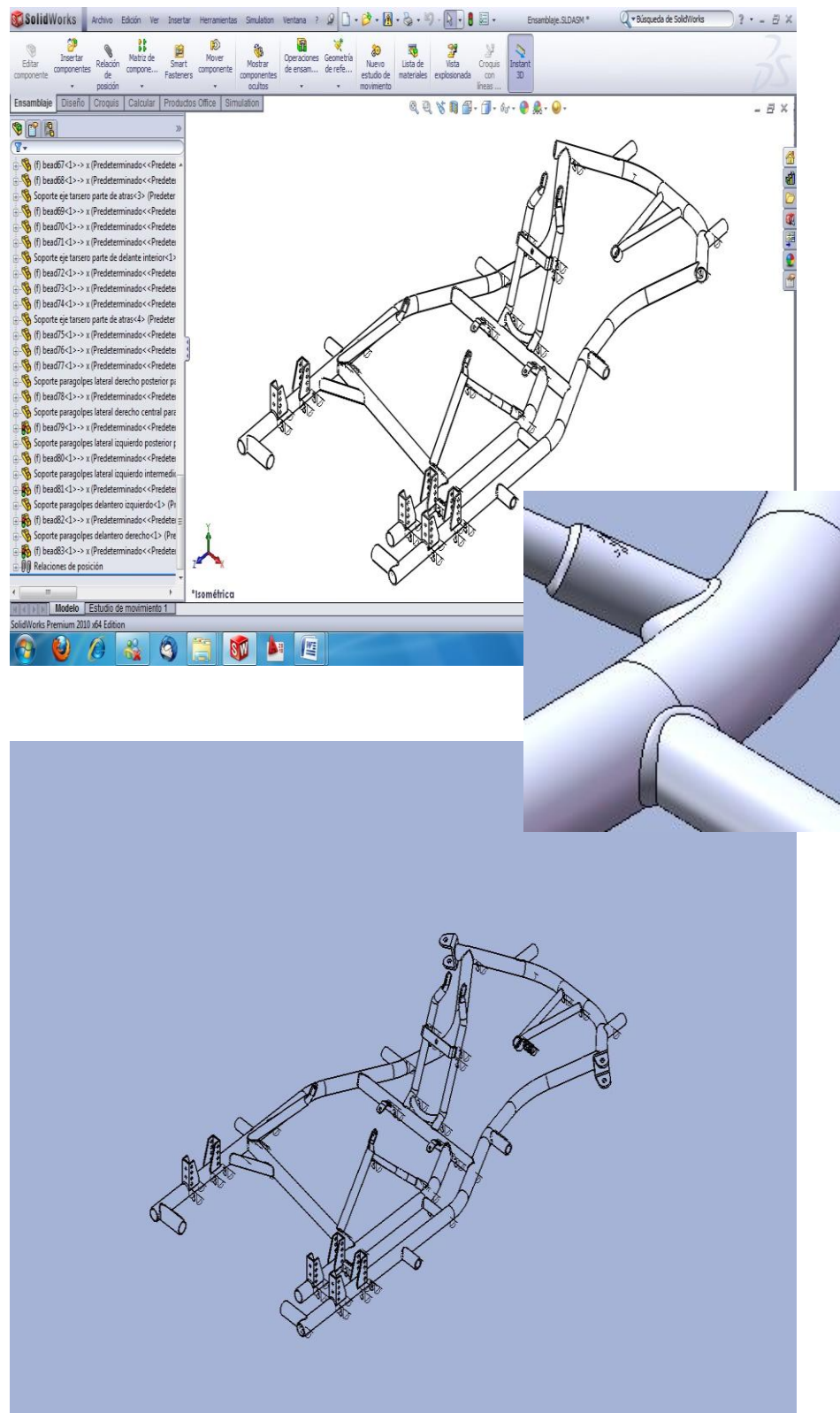
5.2.-MOELOS 3D PARA ESTUDIOS REALES

5.2.1.-MODELO SOLIDO (PIEZA UNICA)



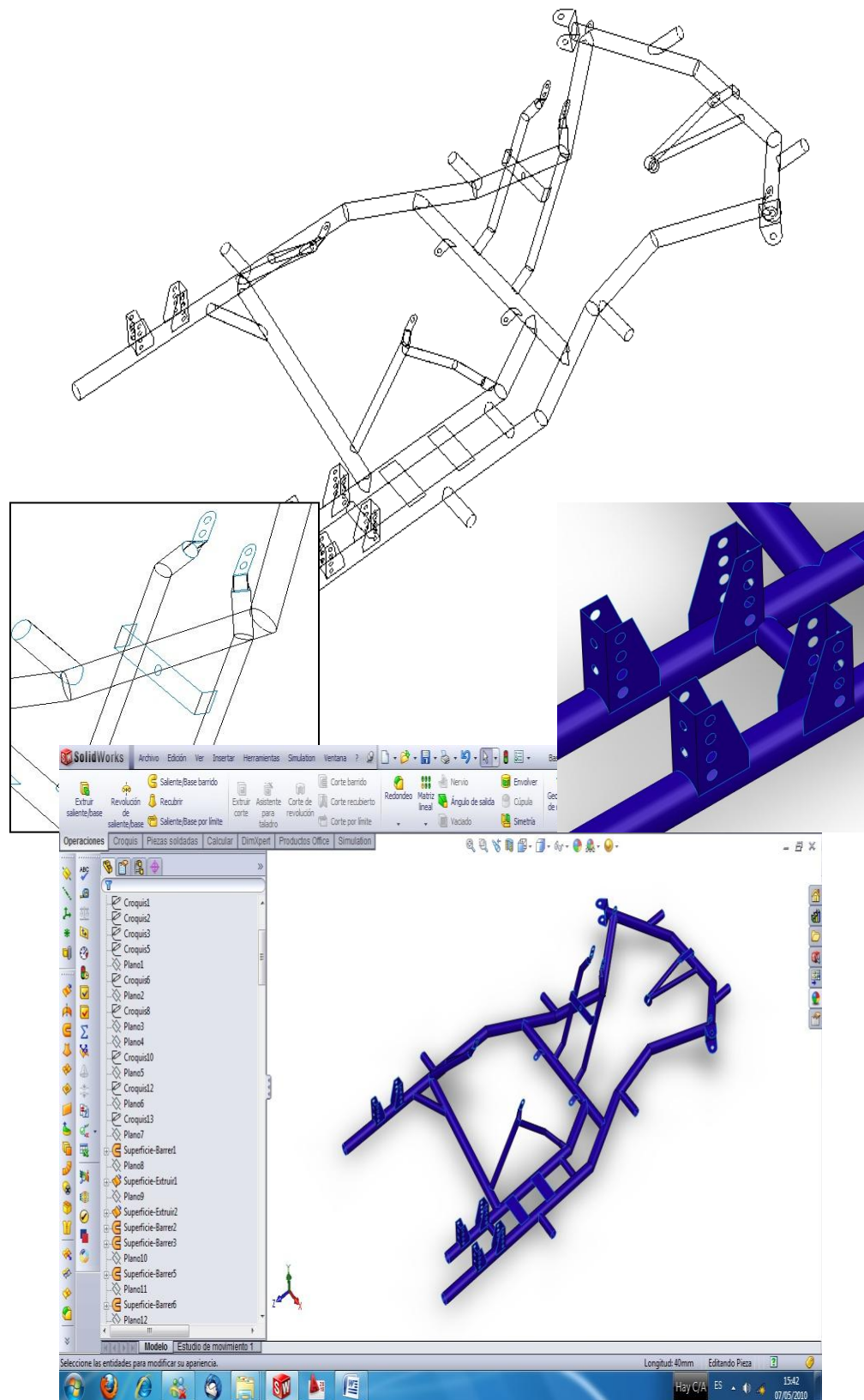


5.2.2.-CONJUNTO SOLDADO





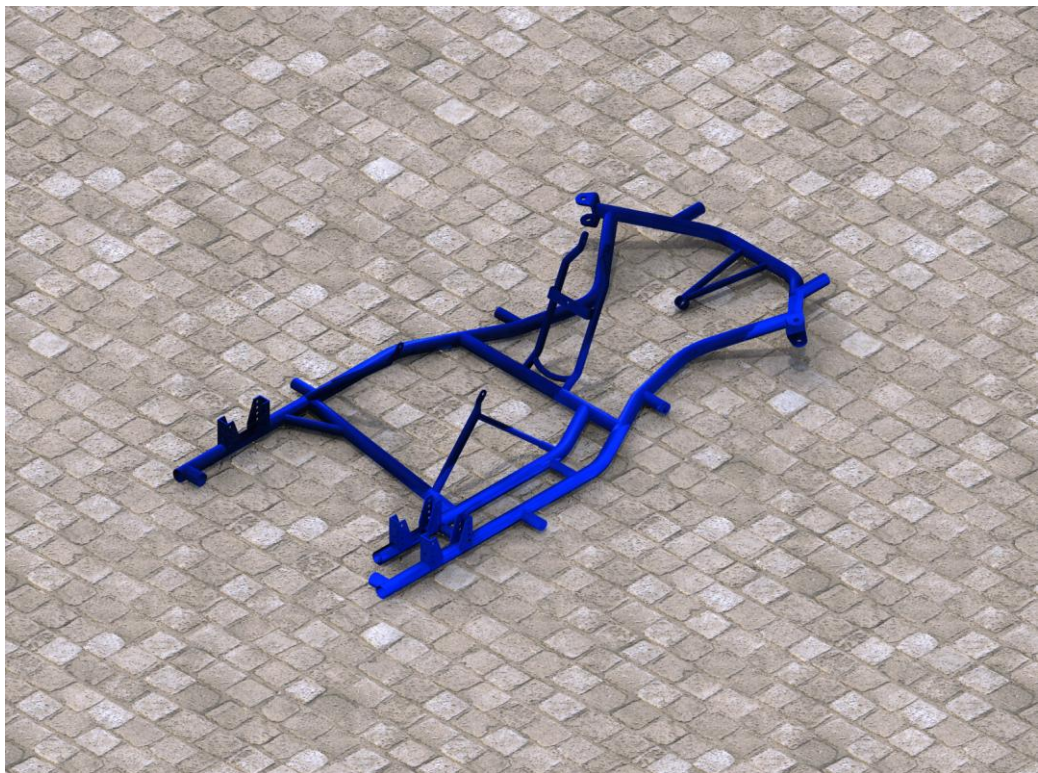
5.2.3.-MODELO BASADO EN SUPERFICIES





5.3.-RENDERIZADOS





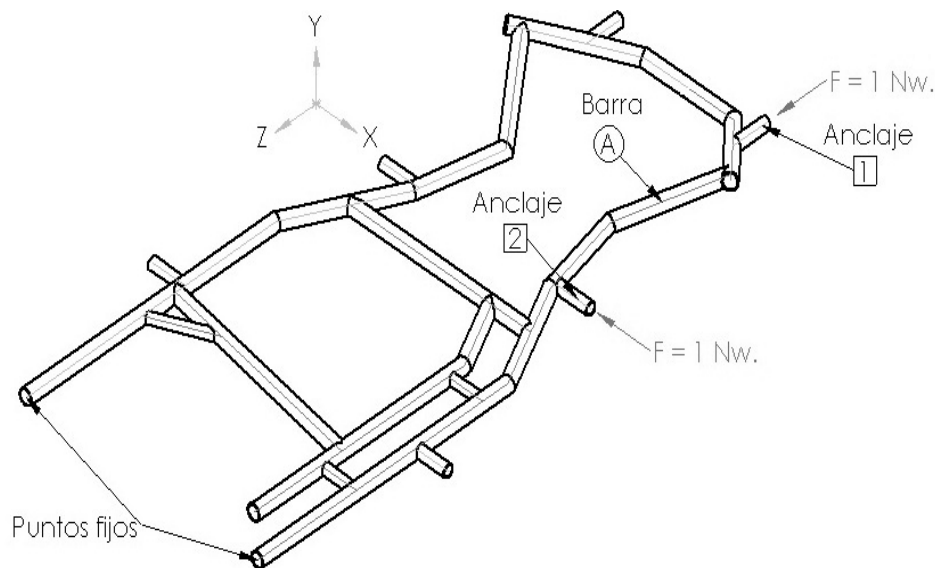
6.-ESTUDIOS DE CONTROL I

En este apartado comprobaremos mediante el análisis de los 3 modelos que las acciones de fuerzas en distintos puntos y diferentes dirección son iguales a la suma de las acciones de dichas fuerzas analizadas de manera independiente.

Para ello tomaremos los modelos unidimensional, bidimensional y tridimensional y los definiremos de la siguiente manera:

- Dos puntos fijos o apoyos.
- Dos fuerzas de control de 1 Nw. cada una de ellas, aplicadas en los apoyos 1 y 2 en direcciones Z e Y respectivamente.
- Y una barra tomada al azar llamada A

Tal y como se muestra en le diagrama siguiente:



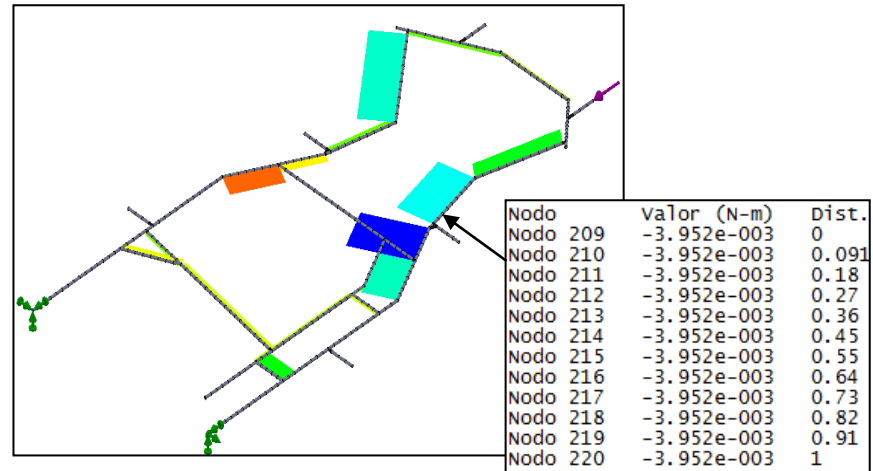
Así pues para el modelo unidimensional la comprobación se hará con los momentos torsores, para el bidimensional con las tensiones normales a la dirección X (δ_x) en la barra A y para el modelo tridimensional se realizara con las tensiones cortantes en dirección Y en plano YZ (ζ_{xy}) en la barra A.

En el apartado de conclusiones se explica porque el experimento no se realiza para tensiones principales ni de Von Mises.

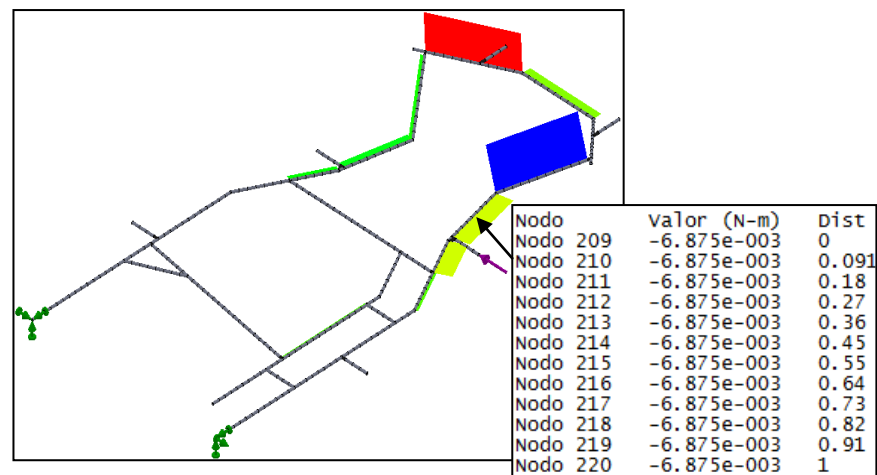


6.1.-MODELO UNIDIMENSIONAL - ELEMENTO BARRA (Momentos torsores)

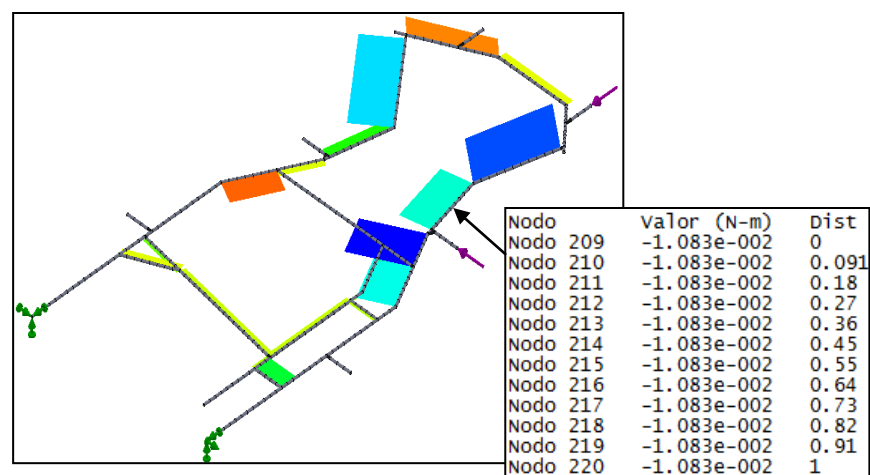
1.- Fuerza aplicada sobre el anclaje 1 en dirección Z



2.- Fuerza aplicada sobre el anclaje 2 en dirección X



3.- Combinacion de fuerzas

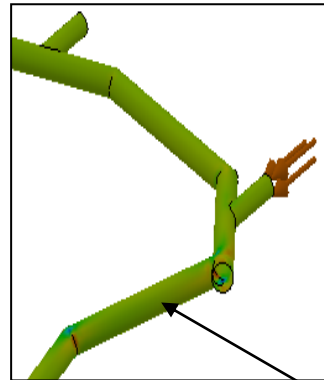


Con una simple suma comprobamos que en efecto la acción combinada es igual a la suma de acciones generadas de forma individual por cada una de las fuerzas.

$$-0,003952 + (-0,006875) = 0,010827 \rightarrow 0,01083$$

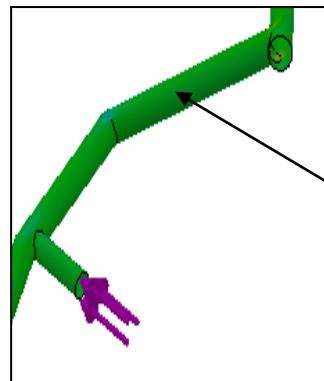
6.2.-MODELO BIDIMENSIONAL - ELEMENTO LAMINA (8x)

1.- Fuerza aplicada sobre el anclaje 1 en dirección Z



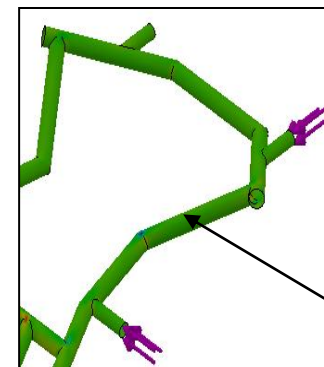
Nodo	Valor (N/m ²)	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
1022	78901.3	269.19	53.884	-1296.7
1023	96636.0	261.89	58.431	-1296.2
1024	77663.5	259.11	65.863	-1295.8
1025	43658.7	260.33	71.946	-1295.7
1026	-66214.9	264.1	77.776	-1295.8
1027	-143279.5	269.92	82.601	-1296
1136	-10912.4	276.66	79.57	-1279.5
1137	1194.1	278.88	74.932	-1275.1
1138	6335.0	281.24	69.625	-1273.6
1139	-23343.2	283.44	64.368	-1275.3
1140	-34649.6	285.17	59.876	-1280
1151	-5580.5	274.11	84.172	-1291.6
1152	23734.6	275.16	82.452	-1285
1158	-35771.5	273.72	84.585	-1296.2
1541	66165.0	149.07	13.77	-1110.2
1542	72767.7	154.81	8.4207	-1109.9
1543	36392.0	157.07	1.0974	-1110.6

2.- Fuerza aplicada sobre el anclaje 2 en dirección X



Nodo	Valor (N/m ²)	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
1022	1105.5	269.19	53.884	-1296.7
1023	-32676.7	261.89	58.431	-1296.2
1024	-31267.4	259.11	65.863	-1295.8
1025	-24021.2	260.33	71.946	-1295.7
1026	11478.3	264.1	77.776	-1295.8
1027	58295.1	269.92	82.601	-1296
1136	18961.2	276.66	79.57	-1279.5
1137	5980.2	278.88	74.932	-1275.1
1138	1092.6	281.24	69.625	-1273.6
1139	9293.1	283.44	64.368	-1275.3
1140	6921.2	285.17	59.876	-1280
1151	10890.9	274.11	84.172	-1291.6
1152	6012.1	275.16	82.452	-1285
1158	23767.0	273.72	84.585	-1296.2
1541	-4274.3	149.07	13.77	-1110.2
1542	21706.3	154.81	8.4207	-1109.9
1543	14346.7	157.07	1.0974	-1110.6

3.- Combinación de fuerzas



Nodo	Valor (N/m ²)	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
1022	80011.1	269.19	53.884	-1296.7
1023	63960.0	261.89	58.431	-1296.2
1024	46398.1	259.11	65.863	-1295.8
1025	19639.8	260.33	71.946	-1295.7
1026	-54737.7	264.1	77.776	-1295.8
1027	-84992.1	269.92	82.601	-1296
1136	8049.4	276.66	79.57	-1279.5
1137	7168.4	278.88	74.932	-1275.1
1138	7430.1	281.24	69.625	-1273.6
1139	-14045.8	283.44	64.368	-1275.3
1140	-27728.9	285.17	59.876	-1280
1151	5314.8	274.11	84.172	-1291.6
1152	29767.7	275.16	82.452	-1285
1158	-12014.2	273.72	84.585	-1296.2
1541	61869.3	149.07	13.77	-1110.2
1542	94473.8	154.81	8.4207	-1109.9
1543	50739.4	157.07	1.0974	-1110.6

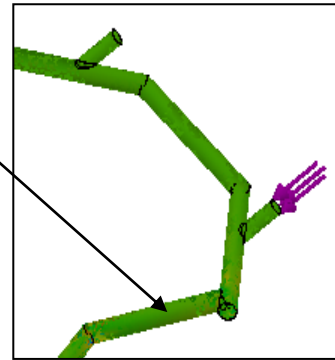
En el listado de nodos no se muestran todos los nodos que hay a lo largo de la barra, se ha realizado una pequeña selección. Así pues comprobaremos un nodo a azar, por ejemplo en el nodo número 1027

$$-143.279,5 + 58.295,1 = 84.984,4 \rightarrow -84.992,1$$

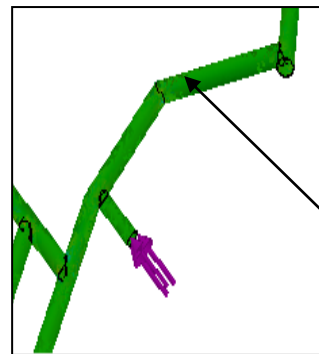
6.3.-MODELO TRIDIMENSIONAL - SOLIDO (ζxy)

1.- Fuerza aplicada sobre el anclaje 1 en dirección Z

Nodo	valor (N/m ²)	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
1763	5334.1	269.19	53.884	-1296.7
1764	15033.2	261.89	58.431	-1296.2
1765	-5336.8	259.11	65.863	-1295.8
1766	-20446.0	260.33	71.946	-1295.7
1767	-15367.7	264.1	77.776	-1295.8
1768	-6977.9	269.92	82.601	-1296
1877	12721.2	276.66	79.57	-1279.5
1878	16034.7	278.88	74.932	-1275.1
1879	2742.2	281.24	69.625	-1273.6
1880	-8950.8	283.44	64.368	-1275.3
1881	6917.4	285.17	59.876	-1280
1892	-9636.4	274.11	84.172	-1291.6
1893	3348.7	275.16	82.452	-1285
1899	-7663.4	273.72	84.585	-1296.2
2847	11851.5	149.07	13.77	-1110.2
2848	28792.6	154.81	8.4207	-1109.9
2849	-9989.0	157.07	1.0974	-1110.6
2850	-21130.4	155.34	-6.4833	-1112.3



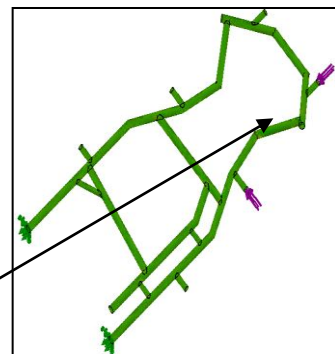
2.- Fuerza aplicada sobre el anclaje 2 en dirección X



Nodo	valor (N/m ²)	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
1763	-1961.2	269.19	53.884	-1296.7
1764	-4814.9	261.89	58.431	-1296.2
1765	1016.5	259.11	65.863	-1295.8
1766	6543.0	260.33	71.946	-1295.7
1767	5477.7	264.1	77.776	-1295.8
1768	2707.9	269.92	82.601	-1296
1877	-4925.2	276.66	79.57	-1279.5
1878	-5130.2	278.88	74.932	-1275.1
1879	823.8	281.24	69.625	-1273.6
1880	4715.9	283.44	64.368	-1275.3
1881	-1696.1	285.17	59.876	-1280
1892	3008.8	274.11	84.172	-1291.6
1893	-1980.3	275.16	82.452	-1285
1899	2683.5	273.72	84.585	-1296.2
2847	1354.3	149.07	13.77	-1110.2
2848	9548.0	154.81	8.4207	-1109.9
2849	-1739.3	157.07	1.0974	-1110.6
2850	-9409.9	155.34	-6.4833	-1112.3

3.- Combinación de fuerzas

Nodo	valor (N/m ²)	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
1763	3373.1	269.19	53.884	-1296.7
1764	10219.2	261.89	58.431	-1296.2
1765	-4322.6	259.11	65.863	-1295.8
1766	-13901.8	260.33	71.946	-1295.7
1767	-9889.9	264.1	77.776	-1295.8
1768	-4268.9	269.92	82.601	-1296
1877	7795.3	276.66	79.57	-1279.5
1878	10903.7	278.88	74.932	-1275.1
1879	3572.1	281.24	69.625	-1273.6
1880	-4235.6	283.44	64.368	-1275.3
1881	5220.9	285.17	59.876	-1280
1892	-6627.4	274.11	84.172	-1291.6
1893	1366.1	275.16	82.452	-1285
1899	-4979.6	273.72	84.585	-1296.2
2847	13202.1	149.07	13.77	-1110.2
2848	38335.9	154.81	8.4207	-1109.9
2849	-11730.1	157.07	1.0974	-1110.6
2850	-30542.4	155.34	-6.4833	-1112.3



Como sucede en la experiencia del modelo bidimensional no se muestran todos los nodos de la barra A, solo una pequeña selección. Realizamos la comprobación de un nodo de forma aleatoria, Nodo 1877

$$12.721,2 + (-4.925,2) = 7.796 \rightarrow 7.795,3$$

6.4.-CONCLUSIONES

Tras la realización de los análisis podemos afirmar que todas las reacciones normales y en dirección de algún plano o eje del diseño debidas a 2 fuerzas aplicadas en distintos puntos y diferentes direcciones son igual a la suma de las reacciones normales y en dirección de algún plano o eje generadas por cada una de esas fuerzas de manera independiente.

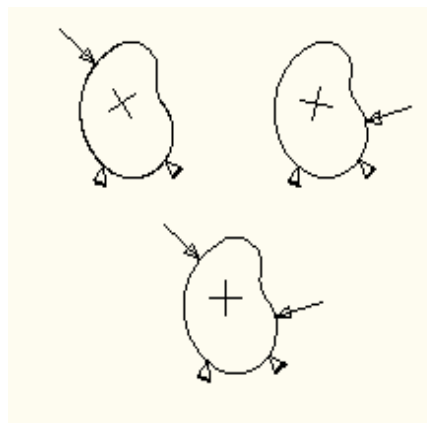
Esto no ocurre para las reacciones equivalentes o las que implican cierta dirección distinta a los ejes del diseño.

Teniendo 2 fuerzas una en dirección X y otra en dirección Z realizando el análisis de tensiones obtendríamos:

$$\begin{array}{lcl}
 \text{Anal. FUERZA en dir. X} & \rightarrow & \delta_x, \delta_y, \delta_z, \zeta_{xy}, \zeta_{xz}, \zeta_{yz}, \text{ además de } \delta_{vm}, \delta_1, \delta_2, \delta_3 \\
 & & \begin{array}{ccccccc} + & + & + & + & + & + & + \end{array} \\
 \text{Anal. FUERZA en dir. Z} & \rightarrow & \delta_x, \delta_y, \delta_z, \zeta_{xy}, \zeta_{xz}, \zeta_{yz}, \text{ además de } \delta_{vm}, \delta_1, \delta_2, \delta_3 \\
 & & \begin{array}{ccccccc} = & = & = & = & = & = & = \end{array} \\
 \text{Anal. FUERZA en dir. X+Z} & \rightarrow & \delta_x, \delta_y, \delta_z, \zeta_{xy}, \zeta_{xz}, \zeta_{yz}, \text{ además de } \delta_{vm}, \delta_1, \delta_2, \delta_3 \\
 & & \begin{array}{ccccccc} \neq & \neq & \neq & \neq & \neq & \neq & \neq \end{array}
 \end{array}$$

Partiendo de estas tensiones mediante las formulas matemáticas apropiadas somos capaces de calcular $\delta_{vm}, \delta_1, \delta_2, \delta_3$ del anal. De fuerzas X+Z y compararlas con las obtenidas con el modelo informático.

Es lógico que la suma de las tensiones principales obtenidas en el análisis de la fuerza en dirección Z mas las tensiones principales debidas al análisis de la fuerza en dirección X no corresponda con las tensiones principales del análisis de la combinación de fuerzas en direcciones X y Z ya que los eje principales no son los ejes de diseño y para cada caso estos ejes principales cambian y no corresponden al caso anterior.

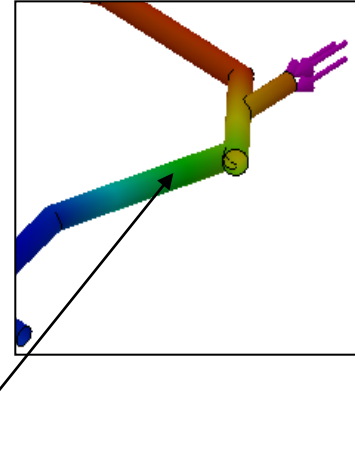


Para concluir y poder afirmar que el experimento es cierto bastaría con comprobar los desplazamientos en cualquiera de los ejes de diseño así pues el desplazamiento en los ejes X, Y y Z de la combinación de fuerzas debería ser igual a la suma de los desplazamientos en los eje X,Y y Z de cada una de las fuerzas aplicadas por separado.

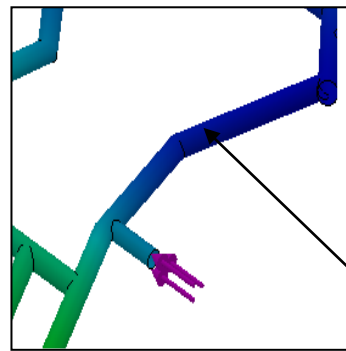
Realizaremos esta comprobación para el modelo bidimensional o elemento lámina, que será el que posteriormente utilizaremos para reproducir comportamientos reales; para un nodo de la barra A y en dirección X.

1.- Fuerza aplicada sobre el anclaje 1 en dirección Z

Nodo	Valor (mm)	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
1022	2.652e-004	269.19	53.884	-1296.7
1023	2.652e-004	261.89	58.431	-1296.2
1024	2.525e-004	259.11	65.863	-1295.8
1025	2.332e-004	260.33	71.946	-1295.7
1026	2.096e-004	264.1	77.776	-1295.8
1027	1.993e-004	269.92	82.601	-1296
1136	1.702e-004	276.66	79.57	-1279.5
1137	1.616e-004	278.88	74.932	-1275.1
1138	1.632e-004	281.24	69.625	-1273.6
1139	1.759e-004	283.44	64.368	-1275.3
1140	1.970e-004	285.17	59.876	-1280
1151	1.936e-004	274.11	84.172	-1291.6
1152	1.820e-004	275.16	82.452	-1285
1158	2.005e-004	273.72	84.585	-1296.2
1541	-2.990e-004	149.07	13.77	-1110.2
1542	-3.050e-004	154.81	8.4207	-1109.9
1543	-2.919e-004	157.07	1.0974	-1110.6



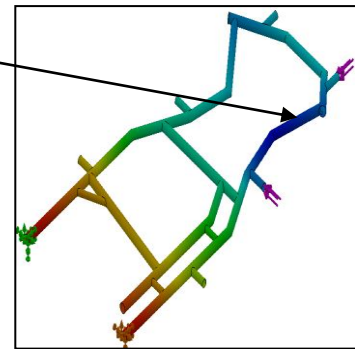
2.- Fuerza aplicada sobre el anclaje 2 en dirección X



Nodo	Valor (mm)	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
1022	-3.053e-003	269.19	53.884	-1296.7
1023	-3.057e-003	261.89	58.431	-1296.2
1024	-3.056e-003	259.11	65.863	-1295.8
1025	-3.052e-003	260.33	71.946	-1295.7
1026	-3.044e-003	264.1	77.776	-1295.8
1027	-3.039e-003	269.92	82.601	-1296
1136	-3.041e-003	276.66	79.57	-1279.5
1137	-3.040e-003	278.88	74.932	-1275.1
1138	-3.040e-003	281.24	69.625	-1273.6
1139	-3.041e-003	283.44	64.368	-1275.3
1140	-3.042e-003	285.17	59.876	-1280
1151	-3.041e-003	274.11	84.172	-1291.6
1152	-3.041e-003	275.16	82.452	-1285
1158	-3.039e-003	273.72	84.585	-1296.2
1541	-2.934e-003	149.07	13.77	-1110.2
1542	-2.941e-003	154.81	8.4207	-1109.9
1543	-2.947e-003	157.07	1.0974	-1110.6

3.- Combinación de fuerzas

Nodo	Valor (mm)	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
1022	-2.788e-003	269.19	53.884	-1296.7
1023	-2.791e-003	261.89	58.431	-1296.2
1024	-2.804e-003	259.11	65.863	-1295.8
1025	-2.819e-003	260.33	71.946	-1295.7
1026	-2.834e-003	264.1	77.776	-1295.8
1027	-2.840e-003	269.92	82.601	-1296
1136	-2.870e-003	276.66	79.57	-1279.5
1137	-2.878e-003	278.88	74.932	-1275.1
1138	-2.877e-003	281.24	69.625	-1273.6
1139	-2.865e-003	283.44	64.368	-1275.3
1140	-2.845e-003	285.17	59.876	-1280
1151	-2.847e-003	274.11	84.172	-1291.6
1152	-2.859e-003	275.16	82.452	-1285
1158	-2.838e-003	273.72	84.585	-1296.2
1541	-3.233e-003	149.07	13.77	-1110.2
1542	-3.246e-003	154.81	8.4207	-1109.9
1543	-3.238e-003	157.07	1.0974	-1110.6



Comprobación del nodo 1158

$$0,0002005 + (-0,003039) = -0,0028385 \rightarrow -0,002838$$



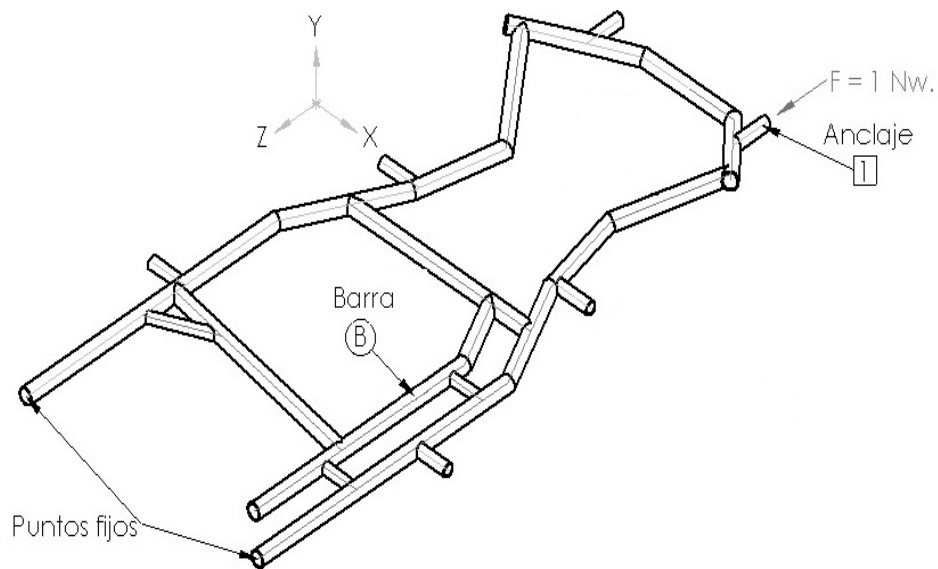
7.-ESTUDIOS DE CONTROL II

Intentaremos comparar los tres modelos entre si y ver cuál de todos es el más apropiado para la reproducción de acciones reales.

Para ello tomaremos los modelos unidimensional, bidimensional y tridimensional y los definiremos de la siguiente manera:

- Dos puntos fijos o apoyos.
- Una fuerza de control de 1 Nw. aplicada en el anclaje 1 en dirección Z.
- Y una barra tomada al azar llamada B

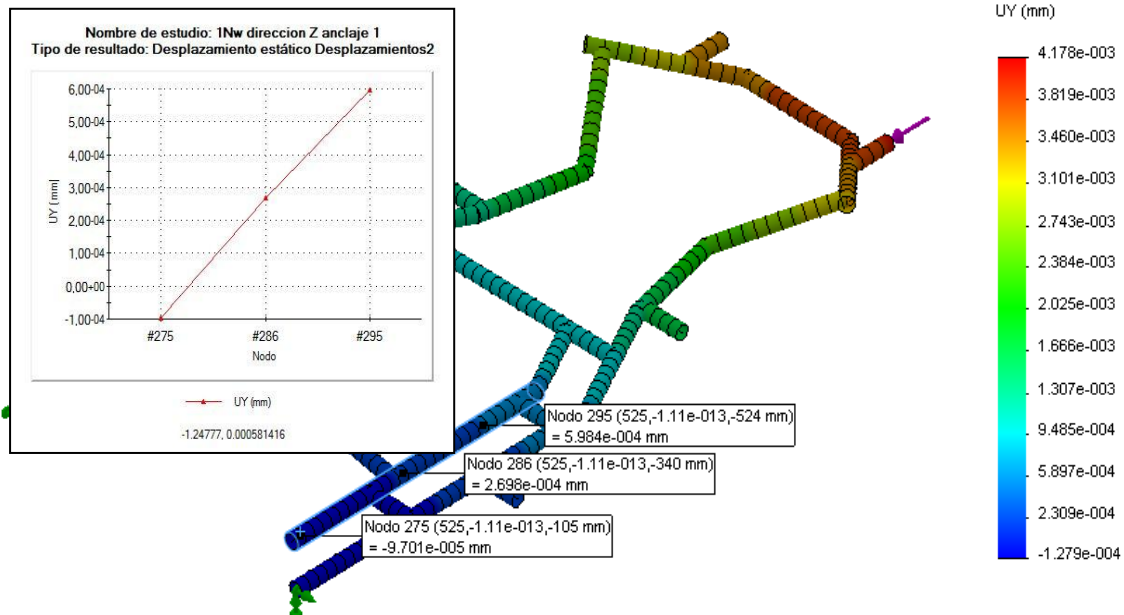
Tal y como se muestra en le diagrama siguiente:



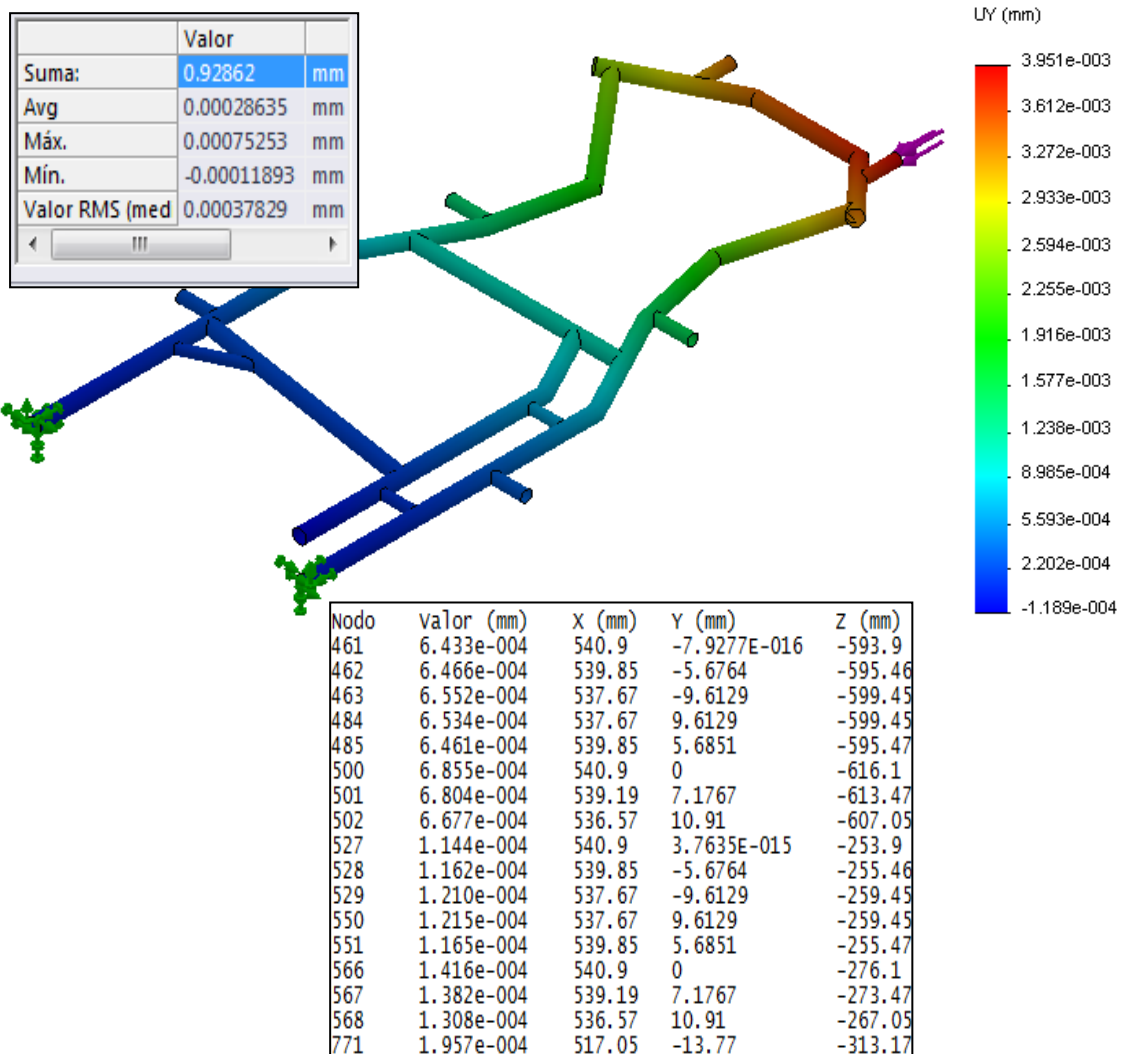
Y analizaremos los desplazamientos en dirección del eje Y del diseño.



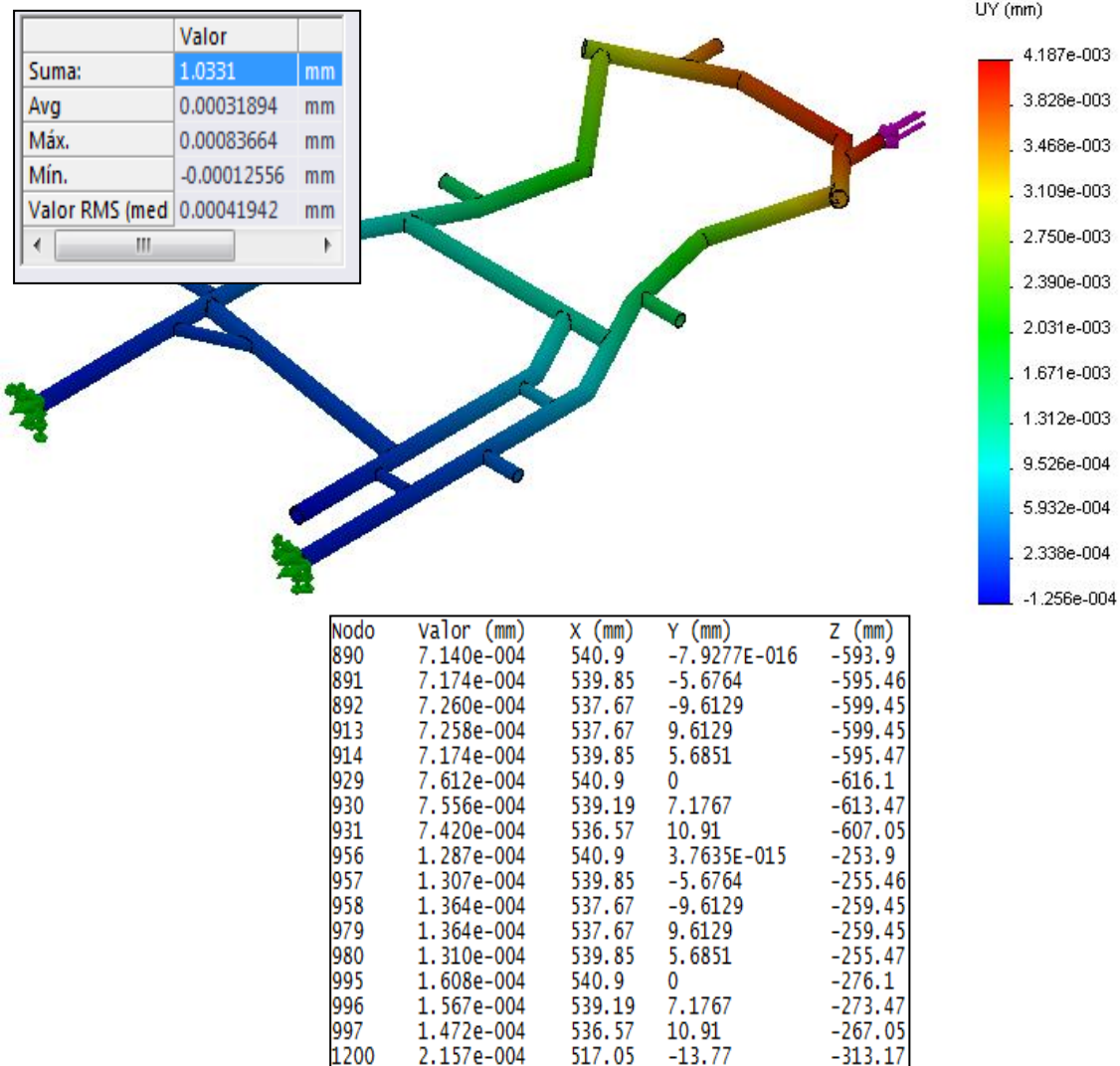
7.1.-MODELO UNIDIMENSIONAL (ELEMENTO BARRA)



7.2.-MODELO BIDIMENSIONAL (ELEMENTO LAMINA)



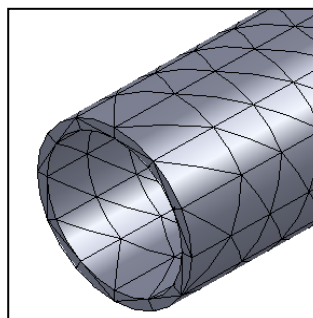
7.3.-MODELO TRIDIMENSIONAL (SOLIDO)



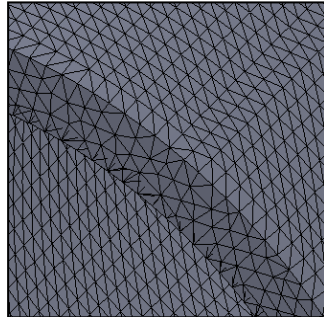
7.5.-CONCLUSIONES

Dado que nuestro análisis es de una estructura tubular con sección circular nos hemos encontrado con algunos inconvenientes a la hora de comparar los tres modelos a estudio los cuales se exponen a continuación:

-El modelo solido ha sido mallado con un tamaño de elemento de 8,29441 mm. y una tolerancia de 0,41472 mm obteniendo un total de 103.561 nodos. Su representación grafica:

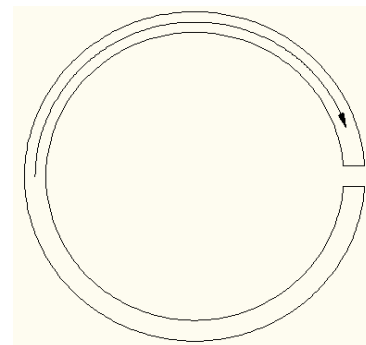
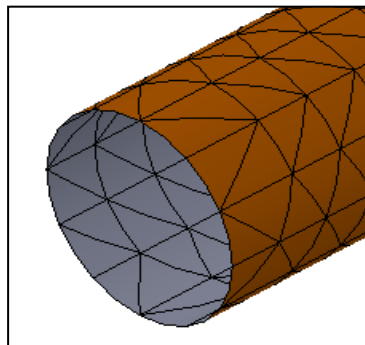


El problema de este modelo y del tamaño de elemento de malla es que en la sección no obtendríamos casi ningún nodo, cuando lo deseable sería tener como mínimo cuatro nodos a lo largo del radio, como se muestra en la siguiente figura.

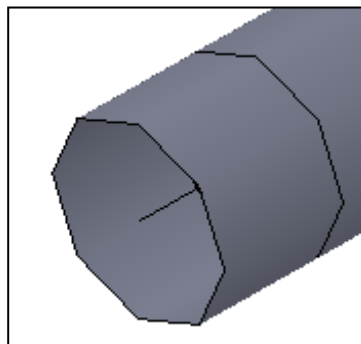


Para conseguir esto sería necesario mallar con un tamaño de elemento de 0,5 mm. lo que produce una infinidad de nodos a lo largo de la estructura, colapsando el programa, esto ocurre cuando la diferencia entre el longitud y el tamaño de la sección es significativa. Por este motivo es mucho más interesante el modelo lamina o viga para este tipo de estructuras.

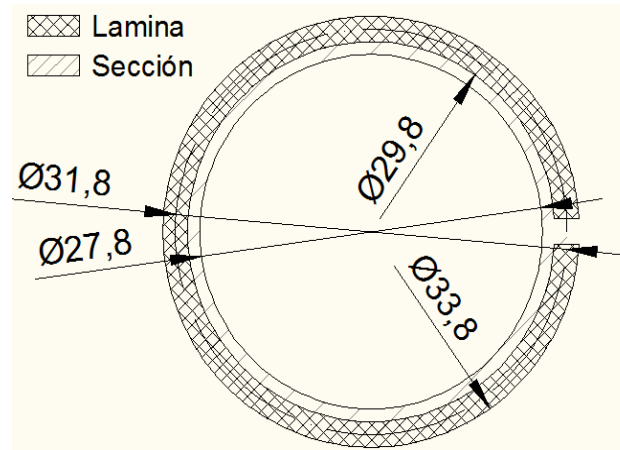
-Elemento lamina ha sido mallado, al igual que el sólido, con un tamaño de elemento de 8,29441 mm. y una tolerancia de 0,414725 mm. obteniendo un total de 33.349 nodos y un espesor de lamina de 2 mm. correspondiente al espesor real del tubo. La particularidad de este modelo es que la lámina discurre a lo largo del perímetro de la circunferencia correspondiente a la sección como muestra la fecha en la imagen siguiente:



-Por último el elemento barra no tiene posibilidad de modificar sus propiedades de mallado y Works Simulation genera la malla de forma automática con un total de 323 nodos.



Como podemos observar al comparar el modelo sólido con el modelo de elemento lámina los valores para los desplazamientos en el eje Y de diseño no coinciden para los nodos situados en las mismas coordenadas (X, Y, Z), esto se debe a que a la hora de definir el elemento lámina tomamos las caras exteriores del tubo y asignamos un espesor de 2 mm. Lo que ocurre es que el programa reconoce el diámetro exterior como eje neutro de la lámina y al generarla suma y resta un milímetro a este diámetro exterior para conformar la lámina de 2 mm, resultando así un tubo de 33,8 x 29,8 mm. a efectos de cálculo; esto también ocurre para el resto de diámetros que conforman la estructura.



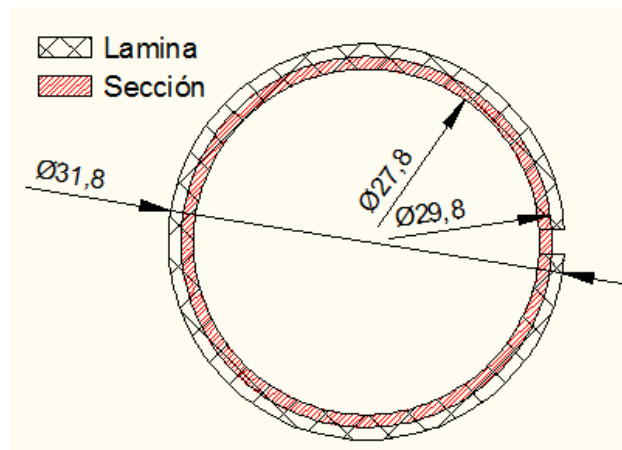
Debido a este motivo los resultados obtenidos en el estudio de elemento lámina son menores que los del sólido ya que la fuerza de control de 1 Nw. está aplicada sobre una sección de mayor tamaño.

Comparamos los resultados para el nodo con coordenadas (540,9, 0, -276,1)

<i>Elemento</i>	<i>Nodo</i>	<i>Desplazamiento en Y</i>
Lamina	566	0,0001416 mm
Sólido	995	0,0001608 mm
	Diferencia	0,0000192 mm

Para corregir ese pequeño desfase deberíamos de modificar los diámetros de los tubos para que cuando se seleccione el diámetro exterior y se genere la lámina el diámetro exterior de la lámina coincidiera con el diámetro exterior de la sección tubular.

	<i>Tubo principal</i>	<i>Refuerzos</i>	<i>Anclajes</i>
Ø Perfil ext.	29,8 mm.	20,2 mm	23,4 mm
Ø Perfil int.	27,8 mm	18,2 mm	21,4 mm
Ø Lámina ext.	31,8 mm	22,2 mm	25,4 mm
Ø Lámina int.	27,8 mm	18,2 mm	21,4 mm



Realizando el estudio anterior para esta nueva sección de tubo obtenemos los siguientes resultados para los “Desplazamientos en Y de la barra B”

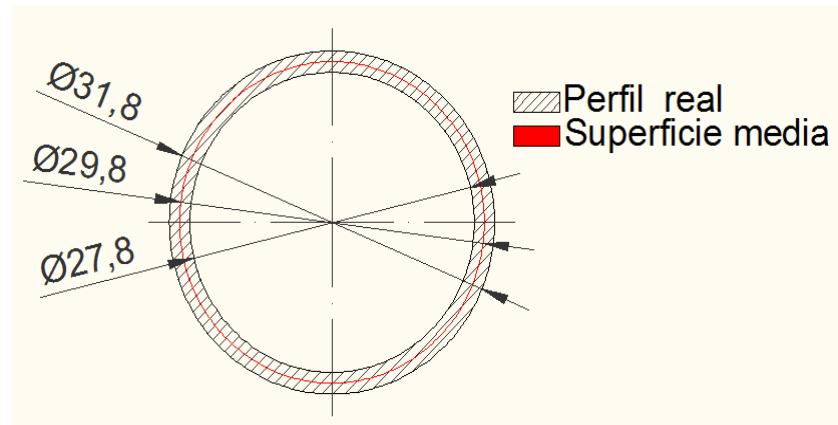
Nodo	valor (mm)	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
477	7.810e-004	539.9	-4.6912E-015	-594.9
478	7.847e-004	538.98	-5.1581	-596.32
479	7.940e-004	537.06	-8.7469	-599.95
500	7.922e-004	537.06	8.7469	-599.95
501	7.842e-004	538.98	5.1645	-596.32
516	8.275e-004	539.9	0	-615.1
517	8.219e-004	538.4	6.5249	-612.71
518	8.079e-004	536.11	9.9277	-606.86
543	1.394e-004	539.9	-4.1487E-015	-254.9
544	1.415e-004	538.98	-5.1581	-256.32
545	1.468e-004	537.06	-8.7469	-259.95
566	1.472e-004	537.06	8.7469	-259.95
567	1.417e-004	538.98	5.1645	-256.32
582	1.699e-004	539.9	0	-275.1
583	1.661e-004	538.4	6.5249	-272.71
584	1.577e-004	536.11	9.9277	-266.86
797	2.368e-004	517.55	-12.904	-313.6

Si comparamos estos resultados con los obtenidos en el análisis del sólido observamos que no existen nodos con las mismas coordenadas geométricas, esto es debido al cambio de diámetro de la estructura. Buscamos dos nodos con coordenadas geométricas próximas y alejadas de una zona donde exista concentración de tensiones.

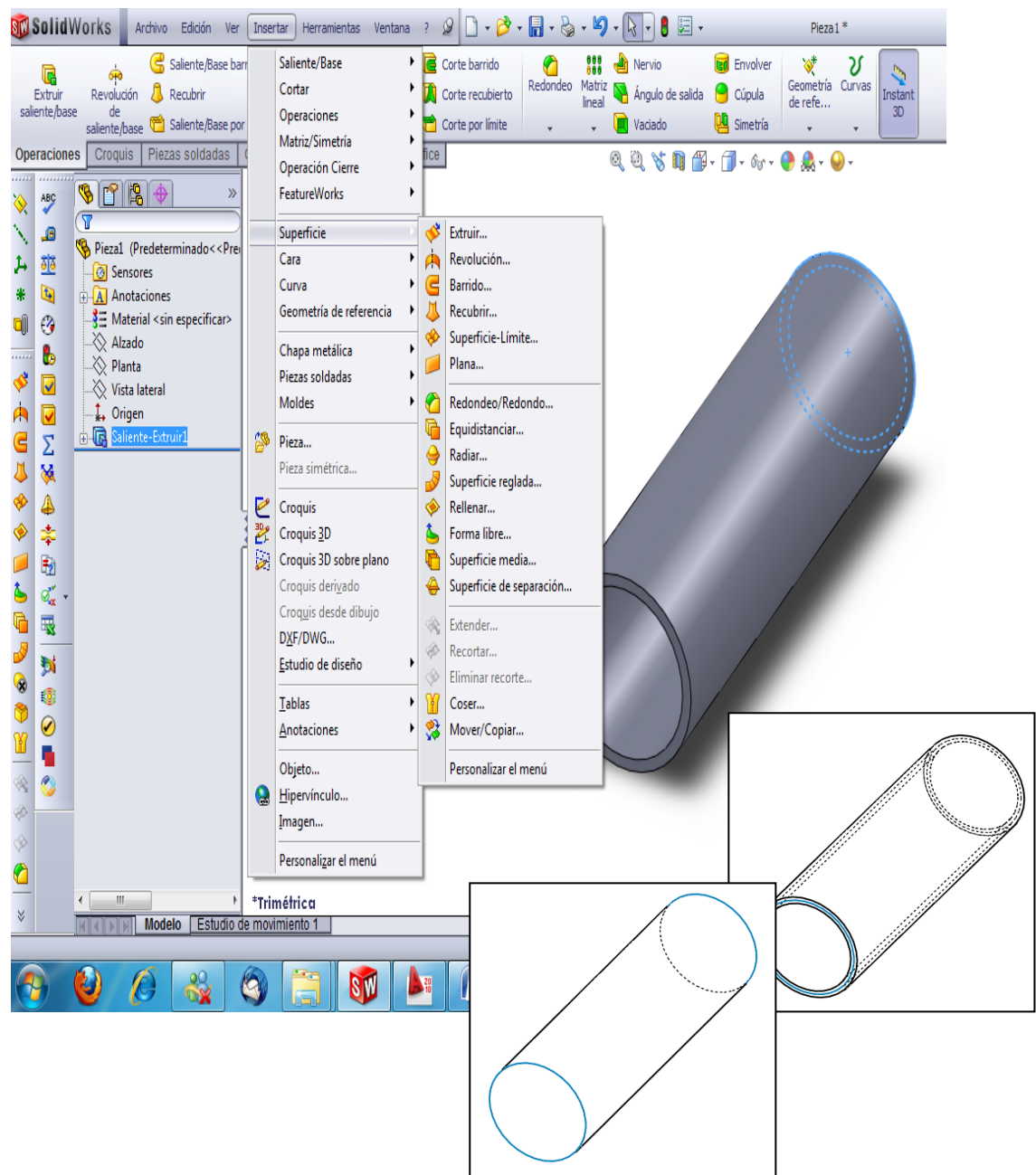
	Nodo	X	Y	Z	Desplazamientos
Sólido	995	540,9	0	-276,1	0,0001608 mm
Lamina Mod.	582	539,9	0	-275,1	0,0001699 mm
				Diferencia	0,0000091 mm

Como se puede apreciar existe una pequeña diferencia, debida que el nodo no están situados en el mismo lugar.

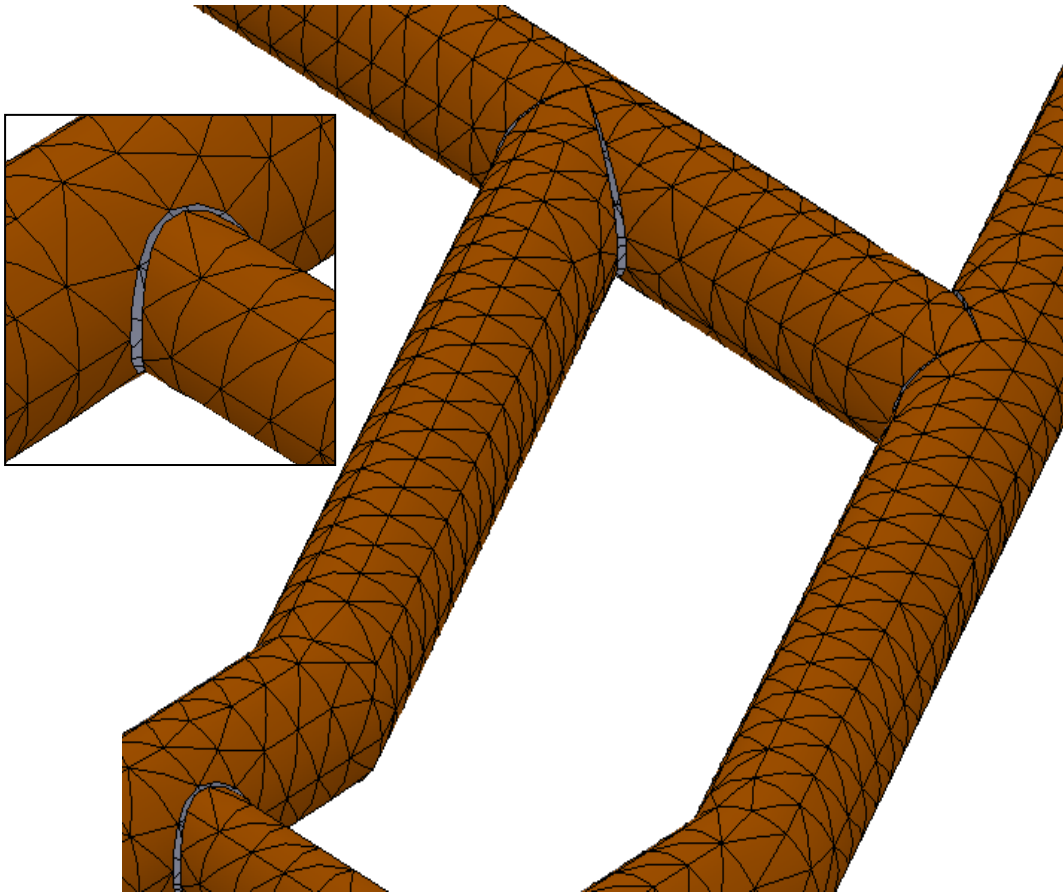
Otra solución para el problema de la diferencia de diámetros de la lamina con el del tubo al tomar del diámetro exterior sin tener que crear un perfil con diámetro exterior 29,8 mm. y diámetro interior 27,8 mm. es generar una superficie media partiendo del sólido primitivo y a esta superficie dotarla de espesor en nuestro caso 2 mm. como se muestra en las imagines siguientes.



A continuación se mostrarán unas capturas del programa **SolidWorks®** del proceso para crear la superficie media, a la que más tarde dotaremos de espesor.



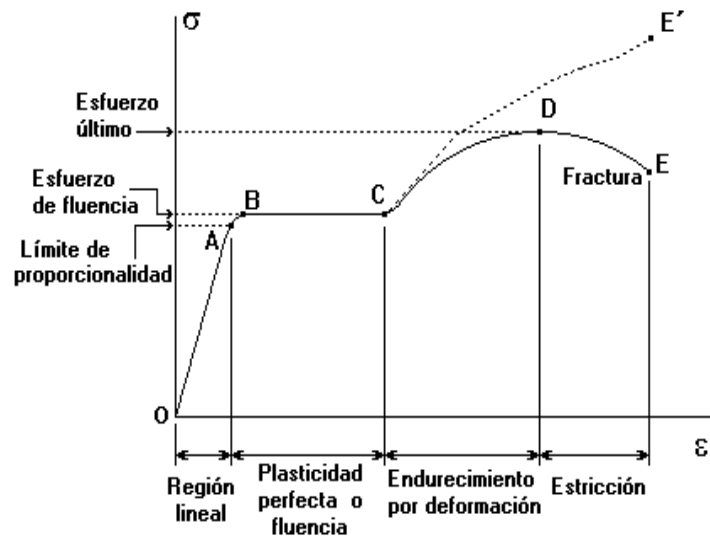
Pero esta técnica de diseño también entraña un inconveniente y es que al general la superficie media del modelo y mallar aparecen unas zonas sin interacción unas entre otras con lo consiguiente la malla no genera nodos en esas zonas y aparecerán unos vacíos en nuestro estudio. Esto es debido a que no es posible “*coser*” todas superficies que se hallan en contacto.



Para solucionar este contratiempo es más fácil y rápido generar un nuevo modelo desde cero basado en superficies así evitamos que se generen zonas de vacío imposible de “*coser*”. Este modelo puede verse en el apartado **5.2.3**

8.-ESTUDIOS DE CONTROL III

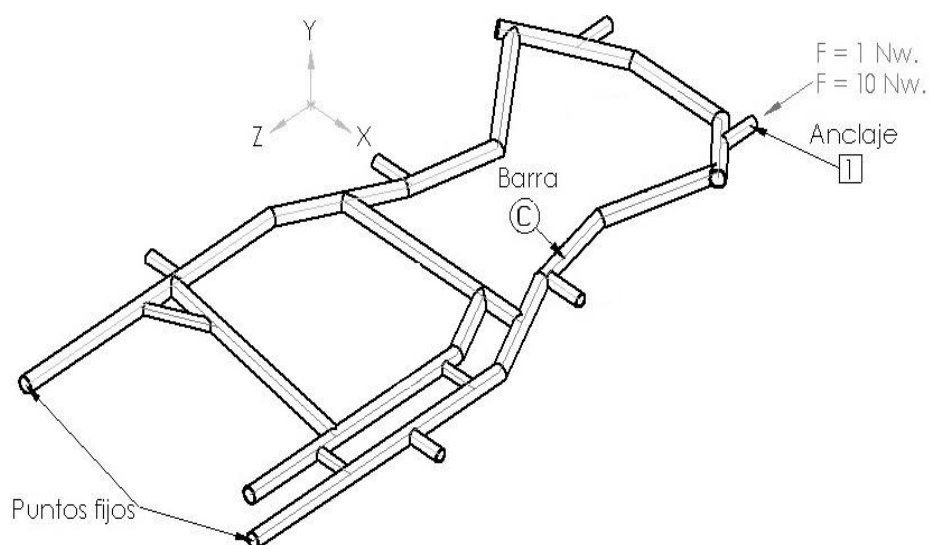
Con este análisis intentaremos demostrar que las reacciones que sufre el chasis son proporcionales a las resultantes de aplicar una fuerza de 1 Nw. siempre y cuando nos movamos en rangos de deformación elástica y no rebasemos el límite elástico, entrando en la zona de deformaciones plásticas donde dichas deformaciones serían permanentes.



Para est

- Dos puntos fijos o apoyos.
- Una fuerza de control aplicada en el anclaje 1 en dirección Z que varía de 1 Nw. a 10 Nw.
- Y una barra tomada al azar llamada C

Tal y como se muestra en el diagrama siguiente:





Este estudio se realizó para el modelo bidimensional basado en superficies ya que era el modelo que, en un principio mejor, se adecua a nuestras necesidades debido a la forma del chasis como bien se comentó en el apartado de “ESTUDIOS DE CONTROL II”; luego este modelo sería reemplazado por el modelo de superficies, de similares características, por lo tanto el estudio sigue siendo válido. En este estudio compararemos los resultados de las tensiones cortantes en dirección Z en el plano XY (ζ_{xz}).

1 Nw.					10 Nw.				
Nodo	valor (N/m ²)	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	Nodo	valor (N/m ²)	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
305	419.9	508.63	-6.8021	-914.28	305	4198.5	508.63	-6.8021	-914.28
306	-9547.4	504.71	-10.999	-918.65	306	-95473.5	504.71	-10.999	-918.65
330	-3268.0	504.71	10.999	-918.65	330	-32680.1	504.71	10.999	-918.65
331	8034.8	508.63	6.8021	-914.28	331	80348.4	508.63	6.8021	-914.28
353	3196.4	505.05	0	-937.7	353	31963.6	505.05	0	-937.7
354	1574.1	504	6.5615	-935.87	354	15740.8	504	6.5615	-935.87
355	-3074.1	501.85	11.117	-931.14	355	-30741.3	501.85	11.117	-931.14
356	-12063.8	501.48	12.69	-924.51	356	-120638.2	501.48	12.69	-924.51
2778	581.1	502.54	-13.77	-912.06	2778	5811.3	502.54	-13.77	-912.06
2779	-4378.0	506.09	-10.775	-913.35	2779	-43780.3	506.09	-10.775	-913.35
2780	-4118.1	506.09	10.775	-913.35	2780	-41180.8	506.09	10.775	-913.35
2781	-5512.3	502.54	13.77	-912.06	2781	-55123.2	502.54	13.77	-912.06
2913	3710.8	495	15.9	-909.32	2913	37108.0	495	15.9	-909.32
2914	4816.6	487.46	13.77	-906.58	2914	48165.8	487.46	13.77	-906.58
2915	4904.5	481.94	7.95	-904.58	2915	49045.1	481.94	7.95	-904.58
2916	5236.0	479.92	0	-903.84	2916	52359.6	479.92	0	-903.84
3041	-8850.1	500.83	-13.77	-919.87	3041	-88501.4	500.83	-13.77	-919.87
3042	-979.5	499.11	-13.77	-927.68	3042	-9795.0	499.11	-13.77	-927.68
3043	-1158.8	497.4	-13.77	-935.48	3043	-11588.1	497.4	-13.77	-935.48
3044	-4154.9	495.69	-13.77	-943.29	3044	-41548.8	495.69	-13.77	-943.29
3045	-3048.1	493.97	-13.77	-951.1	3045	-30480.7	493.97	-13.77	-951.1
3046	-1878.8	492.26	-13.77	-958.91	3046	-18788.4	492.26	-13.77	-958.91
3047	-1183.0	490.55	-13.77	-966.71	3047	-11830.3	490.55	-13.77	-966.71
3048	-1238.1	488.84	-13.77	-974.52	3048	-12380.6	488.84	-13.77	-974.52
3049	-1236.4	487.12	-13.77	-982.33	3049	-12364.4	487.12	-13.77	-982.33
3050	-1348.9	485.41	-13.77	-990.14	3050	-13489.5	485.41	-13.77	-990.14
3051	-1524.9	483.7	-13.77	-997.94	3051	-15249.0	483.7	-13.77	-997.94
3052	-1737.3	481.98	-13.77	-1005.8	3052	-17372.9	481.98	-13.77	-1005.8
3053	-1959.8	480.27	-13.77	-1013.6	3053	-19598.5	480.27	-13.77	-1013.6
3054	-2174.8	478.56	-13.77	-1021.4	3054	-21748.2	478.56	-13.77	-1021.4
3055	-2351.0	476.85	-13.77	-1029.2	3055	-23510.0	476.85	-13.77	-1029.2
3056	-2439.3	475.13	-13.77	-1037	3056	-24393.4	475.13	-13.77	-1037

x 10

Como para los otros análisis realizamos la comprobación de un nodo tomado al azar, por ejemplo el nodo número 2916 con coordenadas geométricas (479,92 , 0 , -903,84):

$$52.36,0 \times 10 = 52.360 \text{ N/m}^2 \rightarrow 52.359,6 \text{ N/m}^2$$

Tras la realización de este estudio y todos los anteriores podemos concluir que nuestros modelos funcionan perfectamente y que podemos someterlos a carga y experiencias reales obteniendo así valores certeros.

9.-ESTUDIO REAL LATERAL

Antes de meternos de lleno en el caso a estudio que nos ocupa definiremos unas condiciones de cargas aplicadas al chasis que nos servirán para la realización de este análisis así como para el resto de análisis reales posteriores.

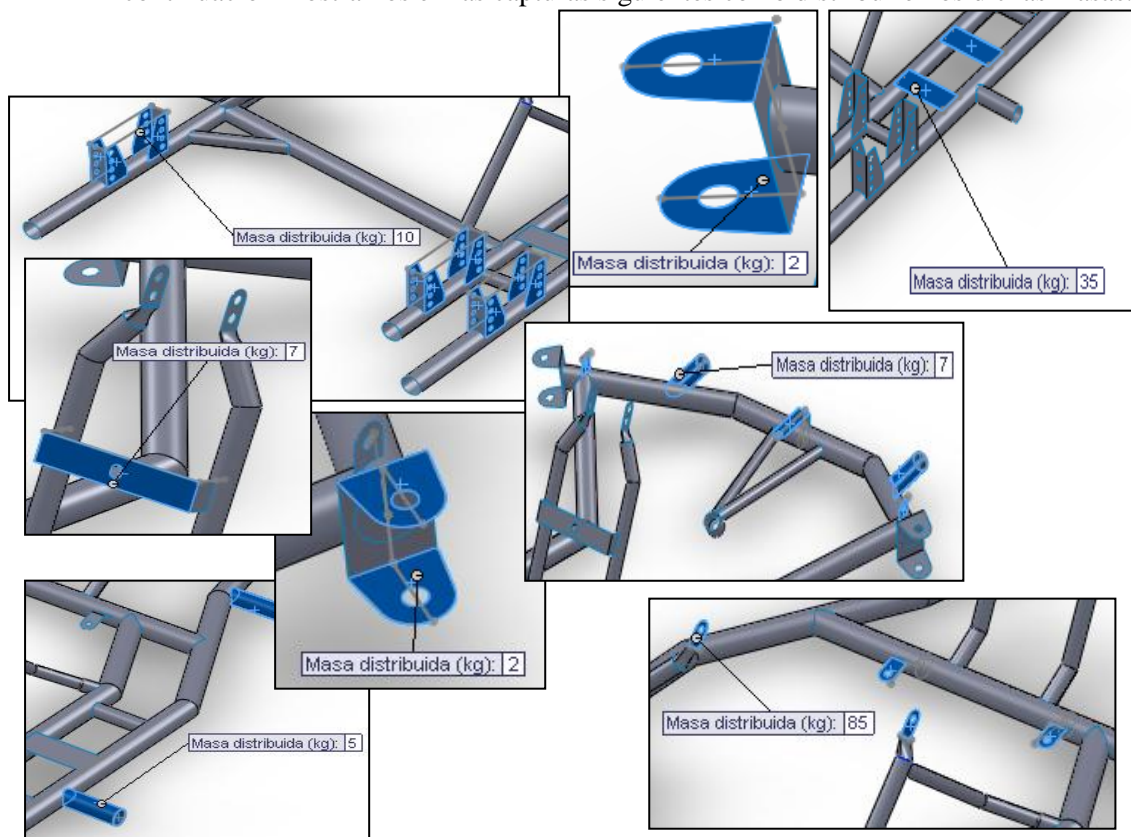
Lo primero de todo es sustituir todas las piezas que omitimos en el modelo 3D por masas puntualmente repartidas en lugares estratégicos.

Así quedara definido las masas de los siguientes elementos:

- Motor:	35 Kg.
- Piloto:	85 Kg.
- Conjunto paragolpes derecho:	5 Kg.
- Conjunto paragolpes izquierdo:	5 Kg.
- Conjunto paragolpes delantero:	7 Kg.
- Deposito:	7 Kg.
- Eje trasero:	10 Kg.
- Mangueta derecha:	2 Kg.
- Mangueta izquierda:	2 Kg.
- Peso chasis:	17 Kg.
Total:	175 Kg.

El peso de estos componentes ha sido incrementado hasta conseguir los 175 Kg., peso mínimo del conjunto en orden de marcha para participar en carrera sin necesidad de adicionar lastres.

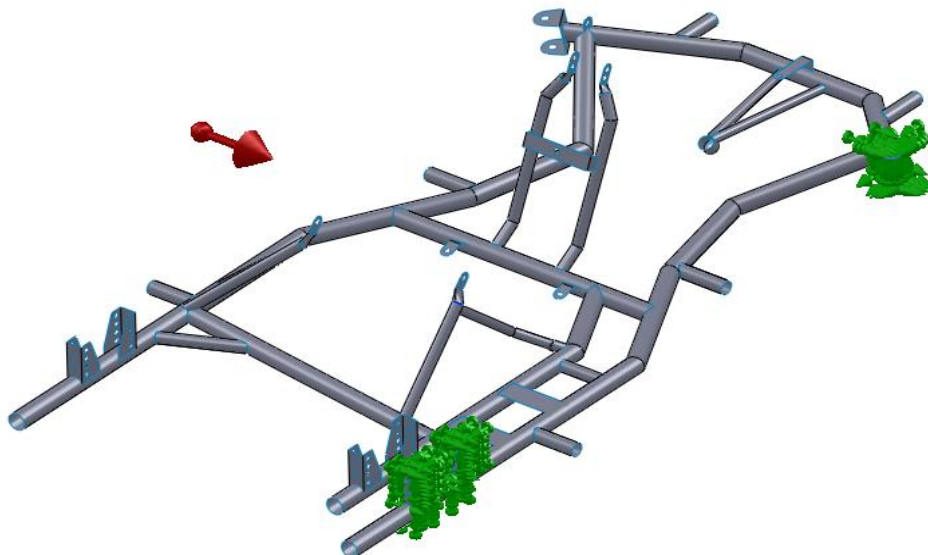
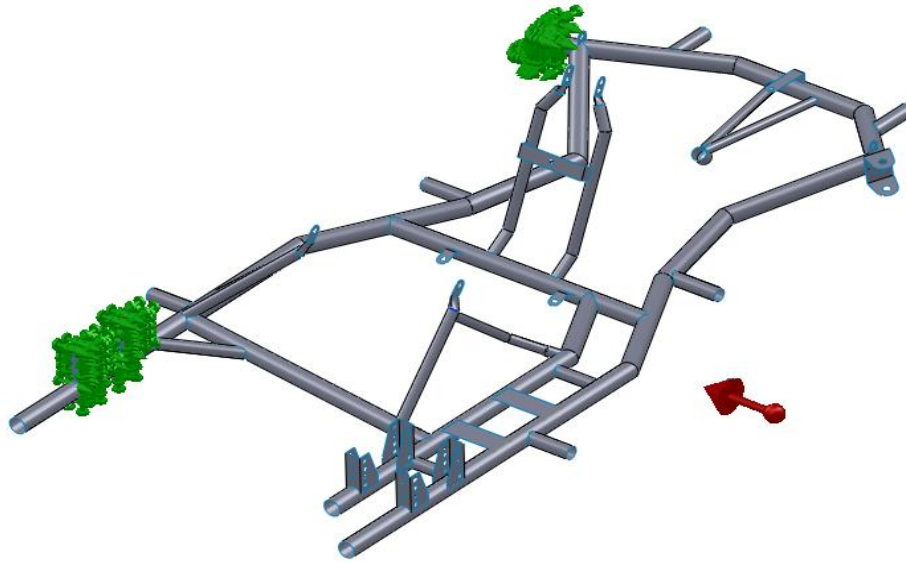
A continuación mostramos en las capturas siguientes como distribuiremos dichas masas.



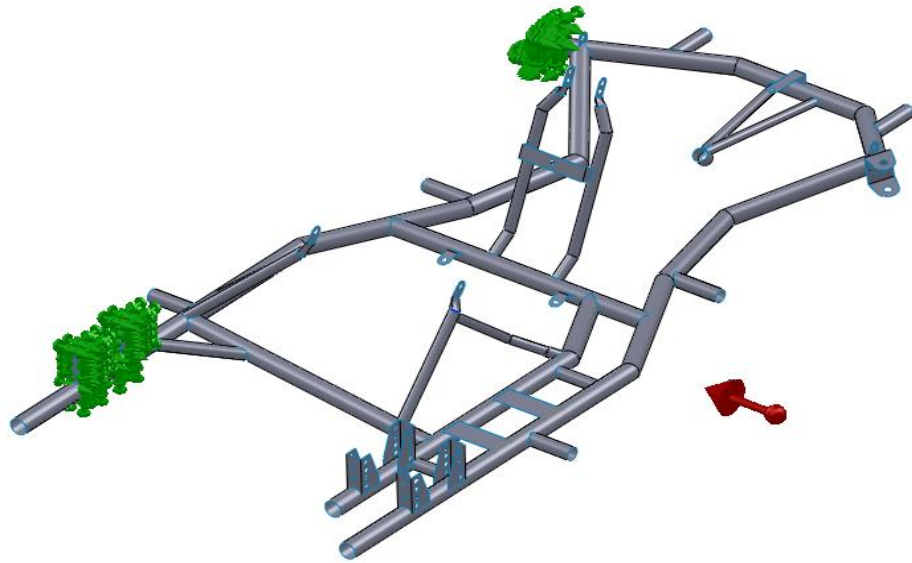


Una vez explicado lo anterior podemos definir las condiciones del estudio lateral. Esto se daría en caso de tomar una curva en la cual el coeficiente de rozamiento fuera el ideal ($\mu=1$) y toda la fuerza existente será la fuerza centrífuga.

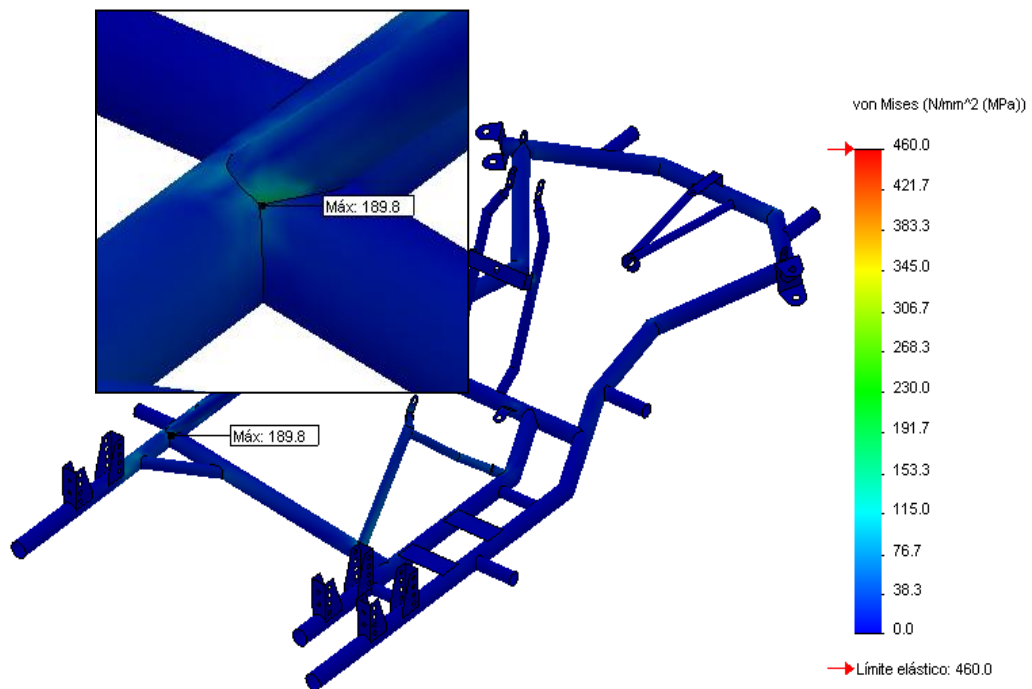
Aplicaremos una fuerza de $1g$ en dirección horizontal sobre el chasis apoyado sobre 2 puntos de un mismo lado. Repetiremos este análisis tanto para una fuerza aplicada hacia la derecha como hacia la izquierda ya que nuestro chasis no es totalmente simétrico y la distribución de cargas no será la misma.



9.1.- CURVA DE DERECHAS

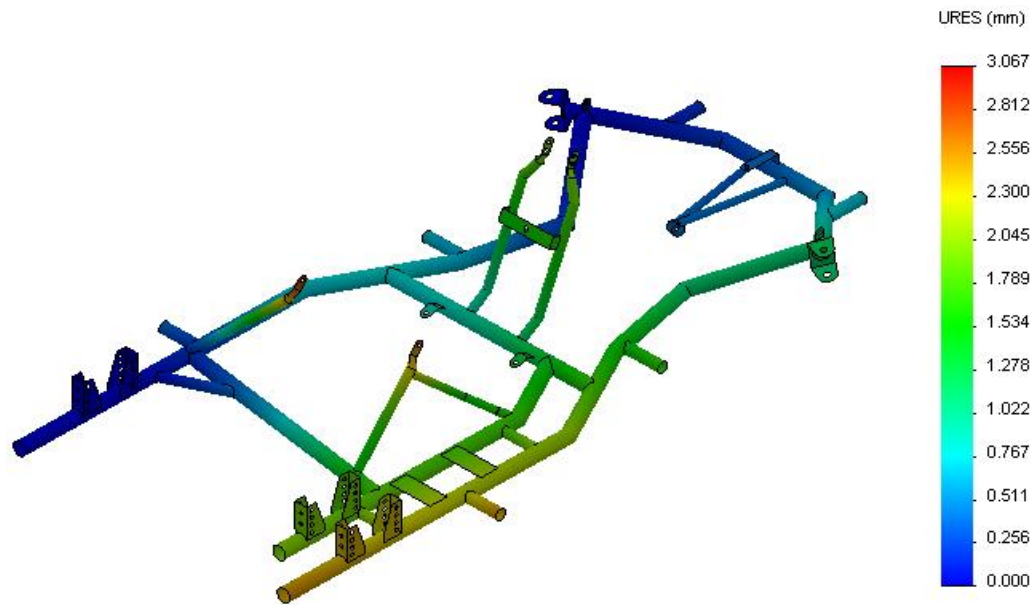


La distribución de las tensiones de Von Mises resulta:



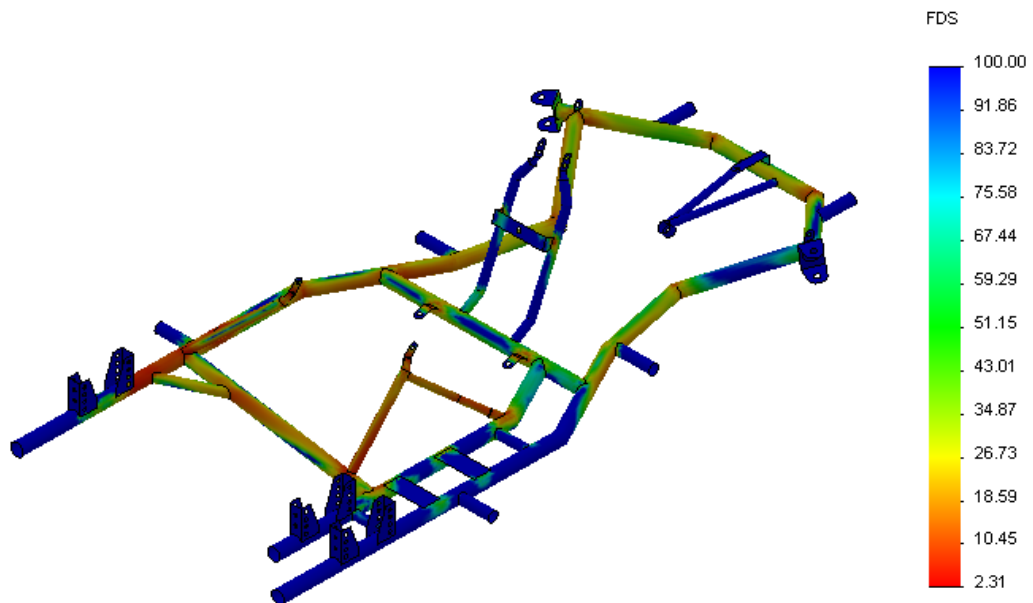
Como podemos apreciar en la captura anterior la máxima tensión es ejercida en la unión entre uno de los tirantes posteriores del asiento con un travesaño del chasis.

Captura de los desplazamientos

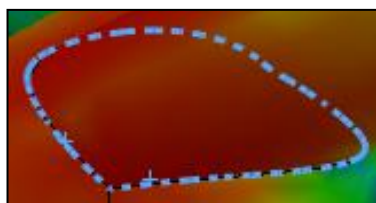


Como podemos apreciar no hay desplazamientos significativos.

Ahora se muestra los coeficientes de seguridad. Que después cuantificaremos en una tabla, la cual compararemos con otra tabla sobre los valores de las tensiones de Von Mises. Estos datos han sido tomados en las aristas de unión de los tres tubos (perimetral, tirante trasero bucket y travesaño inclinado).



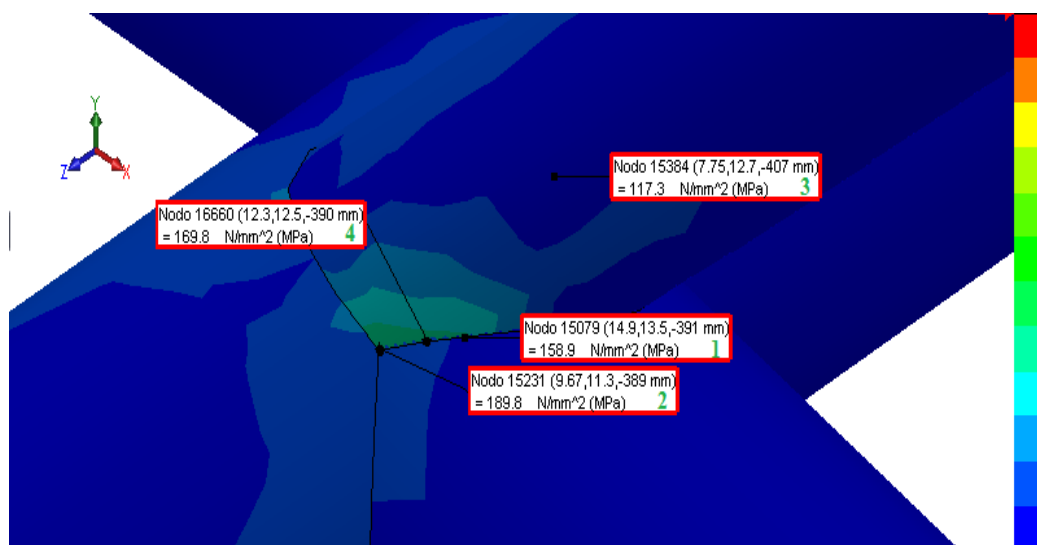
En la siguiente imagen se puede apreciar el lugar de donde se toman los puntos para realizar la tabla anteriormente mencionada y que adjunta posteriormente.





Nodo	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	Valor N/mm ² (MPa)	Valor Coeficiente seguridad	Pnt
15079	14,909	13,506	-391,36	158,90	2,89	1
15080	19,605	14,738	-394,80	36,50	6,34	
15081	22,250	14,516	-400,01	37,20	12,35	
15082	19,100	12,908	-404,62	16,90	9,24	
15083	13,469	12,156	-406,66	89,10	5,16	
15231	9,675	11,332	-388,74	189,80	2,42	2
15270	-3,147	14,564	-395,26	42,10	2,63	
15271	2,169	14,741	-389,20	46,20	5,34	
15384	7,750	12,726	-406,66	117,30	2,96	3
15385	0,768	14,880	-402,65	60,00	4,56	
15690	4,051	14,326	-405,29	66,30	5,77	
15937	-1,862	14,774	-399,29	36,40	3,39	
15939	-1,407	14,834	-391,48	31,70	3,55	
16132	6,146	13,594	-388,23	97,50	4,72	
16647	10,593	12,301	-406,92	97,30	4,73	
16651	16,378	12,348	-405,90	43,80	10,5	
16655	21,241	13,678	-402,68	21,30	15,46	
16657	21,505	14,881	-397,23	17,80	10,91	
16660	12,280	12,517	-389,96	169,80	2,71	4
16662	17,349	14,233	-392,93	95,30	4,26	

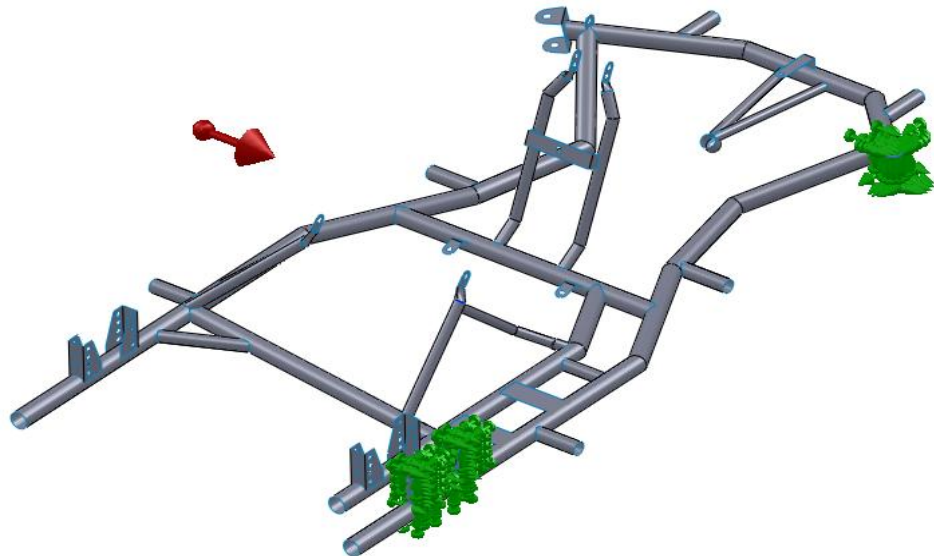
En la tabla podemos apreciar que destacan cuatro valores por encima del resto, estos valores los hemos resaltado en rojo y comprobamos que son los que más bajo coeficiente de seguridad aporta. A continuación identificaremos dichos valores gráficamente. Además se ha hecho una distribución discreta de colores para poder apreciar mejor las zonas.



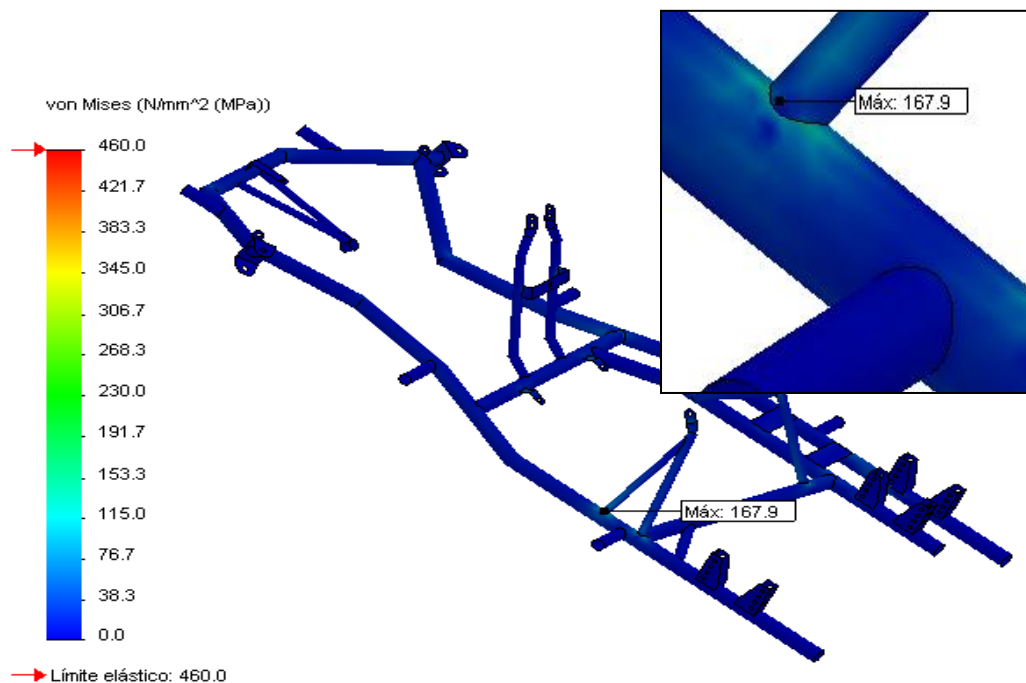
Observando esta imagen podemos determinar que las tensiones máximas aparecen en una zona de concentración de tensiones como puede ser la unión de varios perfiles así pues podemos concluir que no son alarmantes ya que todo el conjunto está por encima de un coeficiente 2 que es el mínimo a la hora de diseñar y dimensionar.

9.2.- CURVA DE IZQUIERDAS

Repetimos los pasos realizados en el ejercicio anterior y los resultados son los siguientes:

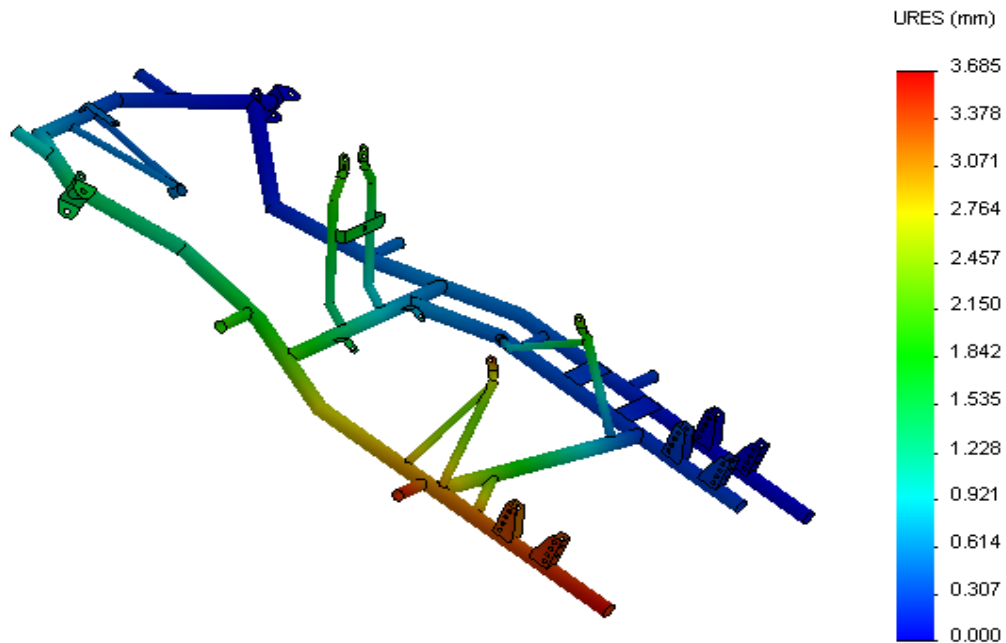


La distribución de las tensiones de Von Mises resulta:



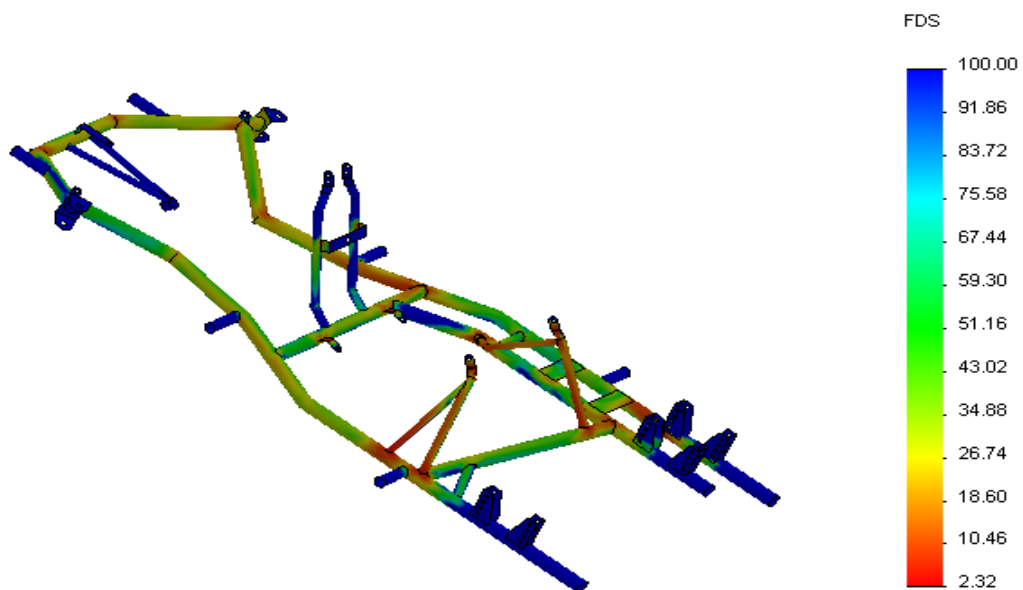
La tensión de Von Mises también aparece uno de los tirantes del bucket izquierdo como en 9.1 CURVA A DERECHAS pero en esta ocasión está situada en el tirante delantero y en su parte exterior.

Captura de los desplazamientos

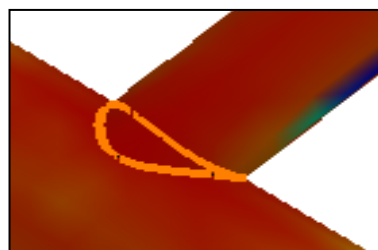


Tampoco aparecen desplazamientos muy elevados.

Y los factores de seguridad.

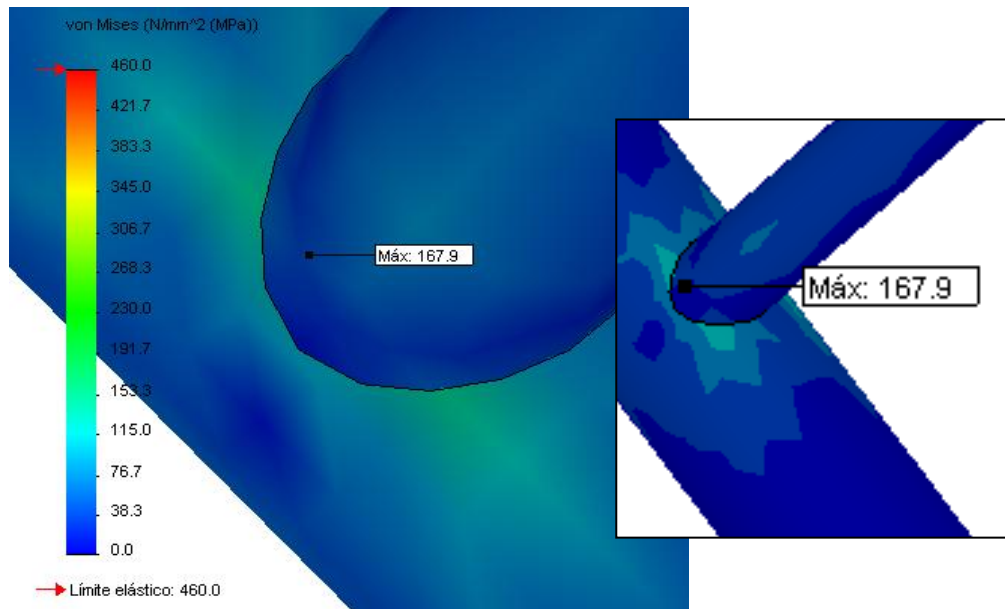


En la siguiente imagen se puede apreciar el lugar de donde se toman los puntos para realizar la tabla anteriormente mencionada y que adjunta posteriormente.

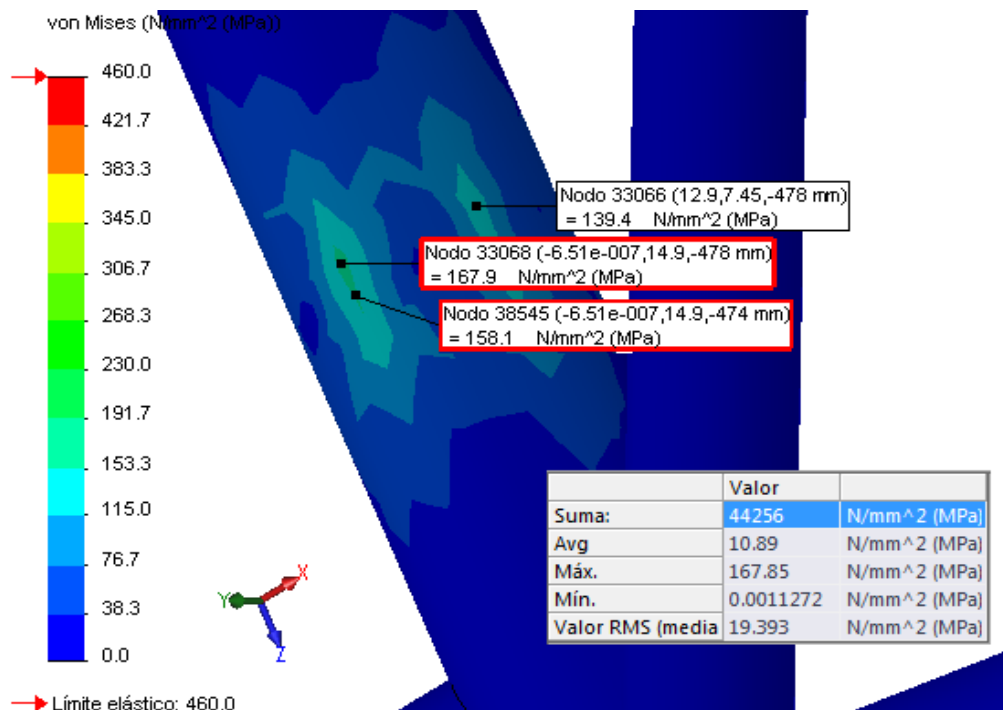
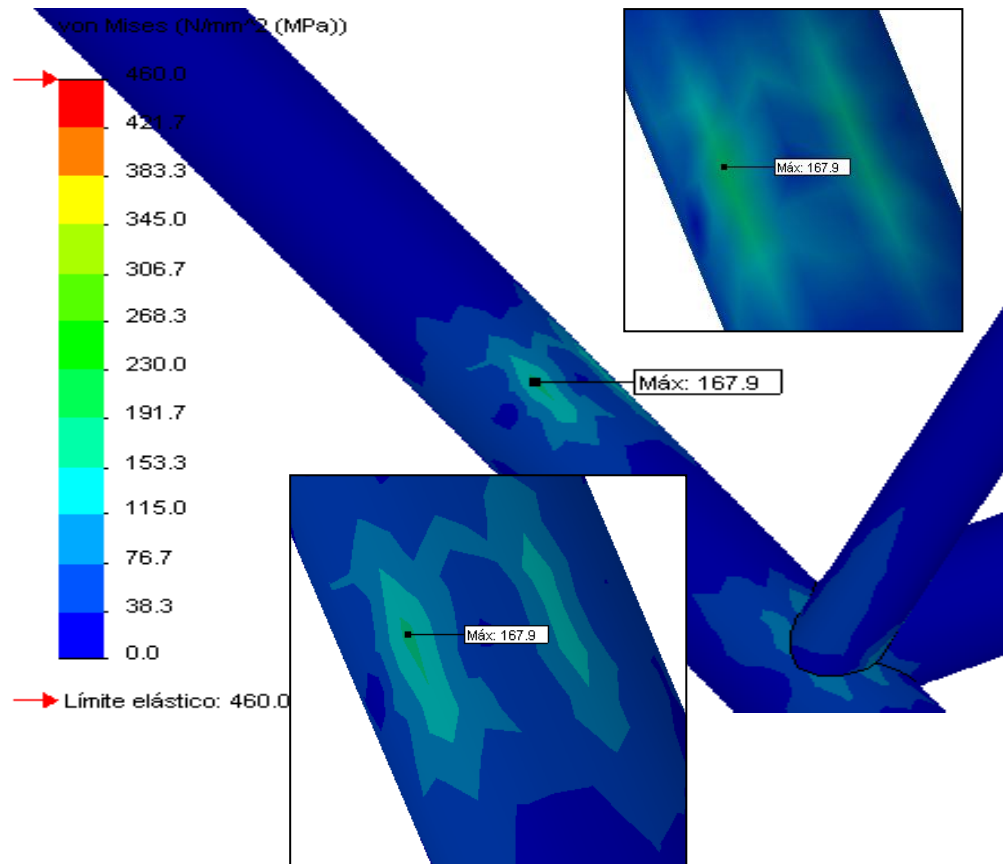


Nodo	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	Valor N/mm ² (MPa)	Valor Factor de Seguridad
29616	12,165	8,604	-475,05	35,80	2,87
29007	11,897	8,970	-472,50	22,80	3,46
29619	11,074	9,969	-470,26	34,00	4,85
29006	9,651	11,352	-468,60	50,10	7,86
29617	7,372	12,948	-467,69	34,60	13,28
29086	4,698	14,140	-467,87	37,00	12,44
29343	2,019	14,763	-468,89	42,10	6,57
29085	0,430	14,894	-470,51	58,00	3,92
29346	-2,434	14,700	-472,65	29,30	2,98
29084	-3,388	14,510	-475,39	6,70	2,35
29344	-2,420	14,702	-478,08	34,20	2,91
29136	0,366	14,896	-480,11	64,20	3,66
29194	2,121	14,748	-481,57	51,10	5,71
29135	4,797	14,107	-482,42	54,10	8,50
29609	7,427	12,917	-482,46	45,30	10,15
29009	9,651	11,352	-481,51	67,40	6,73
29613	11,072	9,971	-479,85	54,10	3,57
29008	11,898	8,970	-477,61	55,10	2,37

Tras analizar la tabla podemos ver que el valor de tensión máxima no aparece en el contorno de unión entre los dos tubos, repasando el modelo observamos lo siguiente:



Si que la tensión máxima se encuentra en la unión de los tubos pero no como habíamos supuesto en el perímetro exterior sino en diámetro interior entre el tirante delantero del bucket con el tubo perimetral. Ocultando, sin excluirlo del análisis, dicho tirante podemos observar las acciones que este genera sobre el tubo perimetral.





10.-ESTUDIO REAL VERTICAL

A continuación se va a realizar el estudio vertical del chasis en cuestión, para ellos tomaremos como restricciones las pautas seguidas en el cálculo de cisternas a presión situadas sobre vehículos o ADR. Esto es lo que aparece en el BOE:

6.7.2.2.12 Las cisternas portátiles y sus medios de fijación deberán ser capaces de resistir, con la carga máxima autorizada, las fuerzas estáticas siguientes aplicadas por separado: a) en la dirección de transporte, dos veces el PBMA multiplicado por la aceleración de la gravedad; b) horizontal, perpendicularmente a la dirección de transporte, el PBMA (en el caso de que la dirección de transporte no esté claramente determinada, las fuerzas deberán ser iguales a dos veces el PBMA multiplicado por la aceleración de la gravedad; c) verticalmente de abajo a arriba, el PBMA multiplicado por la aceleración de la gravedad y **d) verticalmente de arriba a abajo, dos veces el PBMA** (la carga total incluyendo el efecto de la gravedad) multiplicado por la aceleración de la gravedad.

6.7.2.2.13 Para cada una de las fuerzas de 6.7.2.2.12, deberán respetarse los coeficientes de seguridad siguientes: a) para materiales metálicos que tengan un límite de elasticidad aparente bien definido, **un coeficiente de seguridad de 1,5 respecto al límite de elasticidad** aparente garantizado o b) para los materiales metálicos que no tengan un límite de elasticidad aparente bien definido, un coeficiente de seguridad de 1,5 respecto al límite de elasticidad garantizado para un 0,2% de alargamiento y, para los aceros austeníticos, para un 1% de alargamiento.

6.7.2.2.14 El valor del límite de elasticidad aparente o del límite de elasticidad garantizado será el valor especificado en las normas nacionales o internacionales de materiales. En el caso de los aceros austeníticos, los valores mínimos especificados para el límite de elasticidad aparente o el límite de elasticidad garantizado en las normas de materiales, podrán aumentarse hasta un 15% si estos valores más elevados son atestiguados en el certificado de control de los materiales. Si no existe ninguna norma para el metal en cuestión, el valor a utilizar para el límite de elasticidad aparente o el límite de elasticidad garantizado deberá ser aprobado por la autoridad competente.

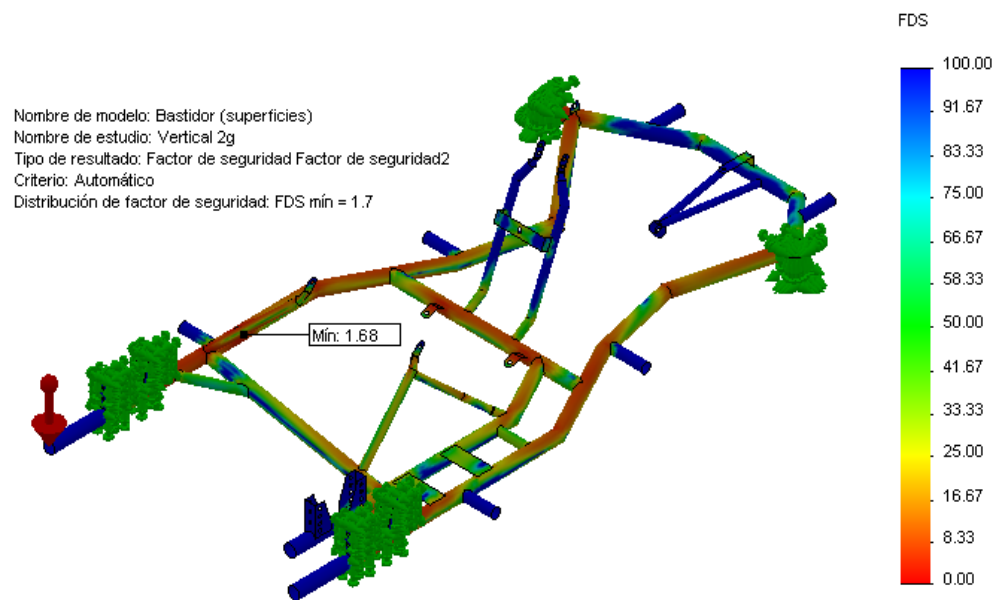
Resumiendo lo anterior el chasis ha de ser capaz de soportar dos veces el peso máximo autorizado con la acción de la gravedad en dirección vertical y de arriba hacia abajo. Después de la actuación el material debe de experimentar un coeficiente de seguridad mínimo de 1,5.

Como los elementos que conforman el chasis y no han sido modelizados han sido definidos como masa colocadas en sus ubicaciones específicas ha resultado más rápido y lógico en lugar de multiplicar estas por un valor de dos, el aplicar el doble de la fuerza de gravedad. Una “g” sería propiamente la fuerza de la gravedad y la otra “g” debida a pequeñas irregularidades del terreno.

En la imagen siguiente podemos ver la aceleración de la fuerza de gravedad.

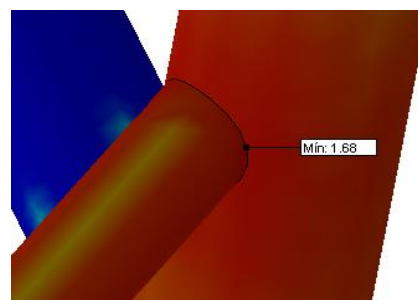


Utilizando la distribución de masas del apartado anterior se obtiene:



Nombre de modelo: Bastidor (superficies)
Nombre de estudio: Vertical 2g
Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad2
Criterio: Automático
Distribución de factor de seguridad: FDS mín = 1.7

Se puede observar que el coeficiente de seguridad menor es 1,68 y está situada en uno de los tirantes del bucket y es superior al 1,5 que se pide en el BOE sobre cálculo de ADR.



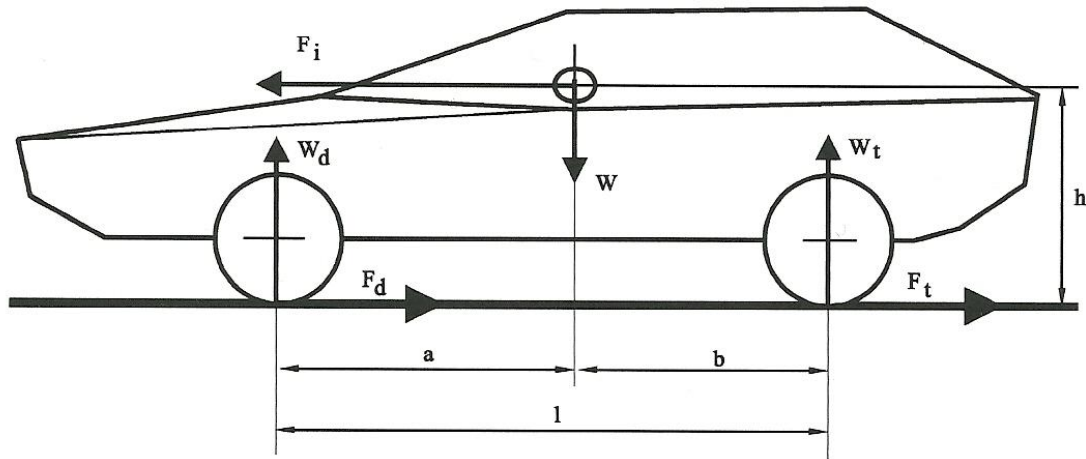


11.-ESTUDIO REAL EN CASO DE FRENADA

En este apartado nos enfrentamos al reto de simular las condiciones de comportamiento que sufriría nuestro chasis de kart ante una situación de frenada. En esta ocasión se realizarán 3 ensayos, el primero de ellos sin transferencia de cargas y en los dos posteriores con transferencia de cargas pero variando el coeficiente de adherencia entre el neumático y el asfalto de la pista o calzada.

Pero antes de esto es necesario definir unos conceptos, aunque alguno de ellos no serán utilizados bien por no ser necesario para nuestro análisis o bien porque los calcula el propio programa de diseño, así como las formulas que utilizaremos para calcular las fuerzas que aplicaremos al modelo virtual.

- W Peso total del vehículo
- W_d Carga sobre el eje delantero
- W_t Carga en eje trasero
- W_f Carga y descarga que sobre el eje trasero y delantero respectivamente
- F_d Esfuerzo de frenada en eje delantero
- F_t Esfuerzo de frenada en eje trasero
- H Altura al centro de gravedad
- L Batalla del vehículo
- A Distancia del centro de gravedad al eje delantero
- B Distancia del centro de gravedad al eje trasero
- G Aceleración de la gravedad
- γ Deceleración de frenada
- μ Coeficiente de adherencia
- F_{dm} Esfuerzo de frenada máximo en eje delantero
- F_{tm} Esfuerzo de frenada máximo en eje trasero
- μ_d Coeficiente de adherencia utilizado en el eje delantero
- μ_t Coeficiente de adherencia utilizado en el eje trasero
- N_{dm} Par de frenada máximo en eje delantero
- N_{tm} Par de frenada máximo en eje trasero
- W_{tm} Carga en eje delantero con el vehículo parado
- W_{st} Carga en eje trasero con el vehículo parado
- R Radio de la rueda



Aplicando las ecuaciones de equilibrio sobre el vehículo que se representa en la figura anterior y despreciando las resistencias aerodinámicas y de rodadura se tiene:

$$\left. \begin{aligned} W_d + W_t &= W \\ F_d + F_t &= F_i \\ F_d * l - F_i * h - W * b &= 0 \end{aligned} \right\} \quad \text{ec. (11.1)}$$

Sustituyendo la fuerza de inercia:

$$F_i = \frac{W}{g} * \gamma \quad \text{ec. (11.2)}$$

Se obtiene:

$$W_d = \frac{W * h}{g * l} * \gamma + \frac{W * b}{l} \quad \text{ec. (11.3)}$$

$$W_t = \frac{W * h}{g * l} * \gamma + \frac{W * a}{l} \quad \text{ec. (11.4)}$$

En estas expresiones, $\frac{W * a}{l}$ y $\frac{W * b}{l}$ son las cargas sobre el eje delantero y trasero del vehículo parado y $\frac{W * h}{g * l} * \gamma$ es la descarga y carga que sobre el eje trasero y delantero respectivamente, aparecen durante la frenada debido a la fuerza de inercia F_i .

Conocidos W_d y W_t es posible determinar el esfuerzo máximo de frenada que puede obtenerse por eje:

$$F_{dm} = \mu * W_d \quad \text{ec. (11.5)}$$

$$F_{tm} = \mu * W_t \quad \text{ec. (11.6)}$$



Por otra parte sustituyendo estos valores en la expresión de las fuerzas se obtiene:

$$\mu * W_d + \mu * W_t = \frac{W}{g} * \gamma_m \quad \text{ec. (11.7)}$$

En donde al actuar los esfuerzos máximos de frenada, la deceleración que se obtiene γ_m es la máxima, teniendo en cuenta la expresión de los pesos:

$$\begin{aligned} \mu * W &= \frac{W}{g} * \gamma_m \\ \gamma_m &= \mu * g \end{aligned} \quad \text{ec. (11.8)}$$

Aplicando con las expresiones de los pesos máximos se obtiene los esfuerzos máximos de frenada.

$$F_{dm} = \frac{W * h}{g * l} * \mu * \mu * g + \frac{W * b}{l} * \mu \quad \text{ec. (11.9)}$$

$$F_{tm} = -\frac{W * h}{g * l} * \mu * \mu * g + \frac{W * a}{l} * \mu \quad \text{ec. (11.10)}$$

y operando se obtiene definitivamente

$$F_{dm} = \frac{W * h}{g * l} * \mu^2 * g + \frac{W * b}{l} * \mu \quad \text{ec. (11.11)}$$

$$F_{tm} = -\frac{W * h}{g * l} * \mu^2 * g + \frac{W * a}{l} * \mu \quad \text{ec. (11.12)}$$

Para realizar los siguientes estudios supondremos que el centro de gravedad estará situado en la mitad del bucket en su plano horizontal y a 200 mm en vertical sobre el asfalto. Además de esta también supondremos que los neumáticos fuesen totalmente rígidos y que todo el esfuerzo de frenada es transmitido a los anclajes de los rodamientos solidarios al chasis tubular.

11.1 FRENADA SIN TRANSFERENCIA DE MASAS Y $\mu=0.6$

Utilizando las formulas anteriormente expuestas y más en concreto la fórmula del esfuerzo de máxima frenada en el eje trasero ya que nuestro vehículo solo dispone de frenos en su eje posterior calcularemos las fuerzas de frenada en los neumáticos traseros.

$$F_{tm} = -\frac{W * h}{g * l} * \mu^2 * g + \frac{W * a}{l} * \mu$$

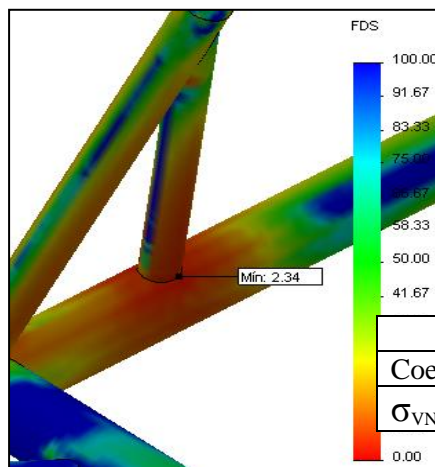
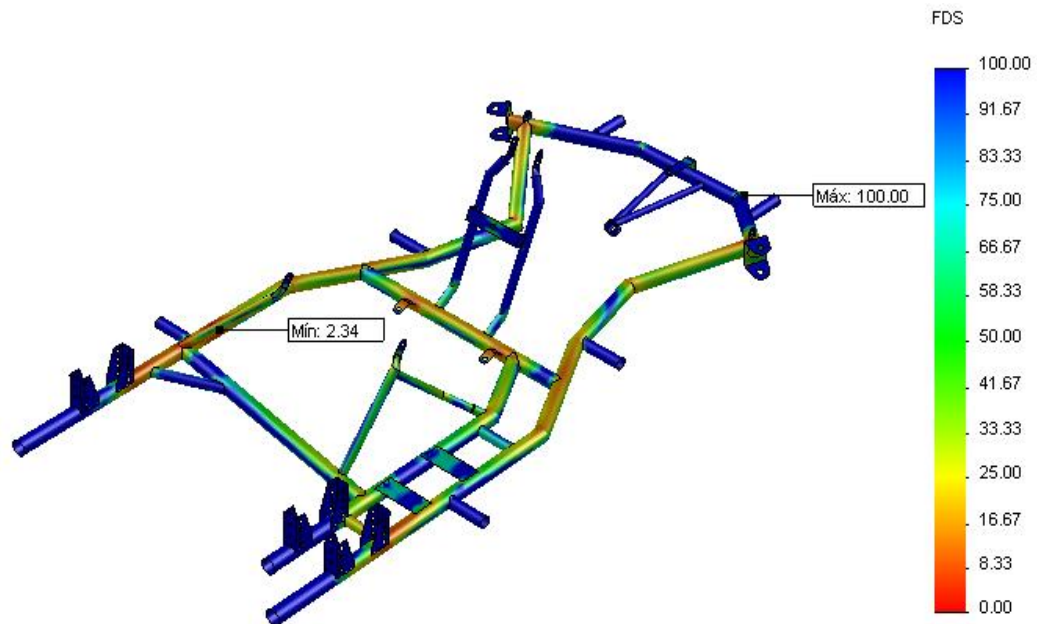
Sustituyendo los datos en la ecuación anterior obtendremos:

$$F_{tm} = -\frac{175 * 200}{9.81 * 1060} * 0,6^2 * 9,81 + \frac{175 * 635}{1060} * 0,6$$

$$F_{tm} = -11,89 + 62,9 = 51,01 \text{ Nw.}$$

Esta fuerza será repartida en cada una de las ruedas del eje trasero y en sentido contrario a la marcha, así pues cada uno de los soportes traseros deberá de ser capaz de

absorber una fuerza de 25,5 Nw. Esta fuerza se uniría a la masa del kart así como a las masas del resto de elementos que conforma el kart completo dando lugar a la siguiente distribución de coeficientes de seguridad.



En este detalle podemos observar el punto más desfavorable en el cual el coeficiente de seguridad es el menor de la distribución y aun siendo el menor esta dentro de unos parámetros admisibles. A continuación se muestra la tensión en dicho punto que no es el de máxima tensión

	Nodo	Valor	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
Coef.	29008	2,34	11,898	8,9695	-477,61
σ_{VN}	29008	61,6	11,898	8,9695	-477,61

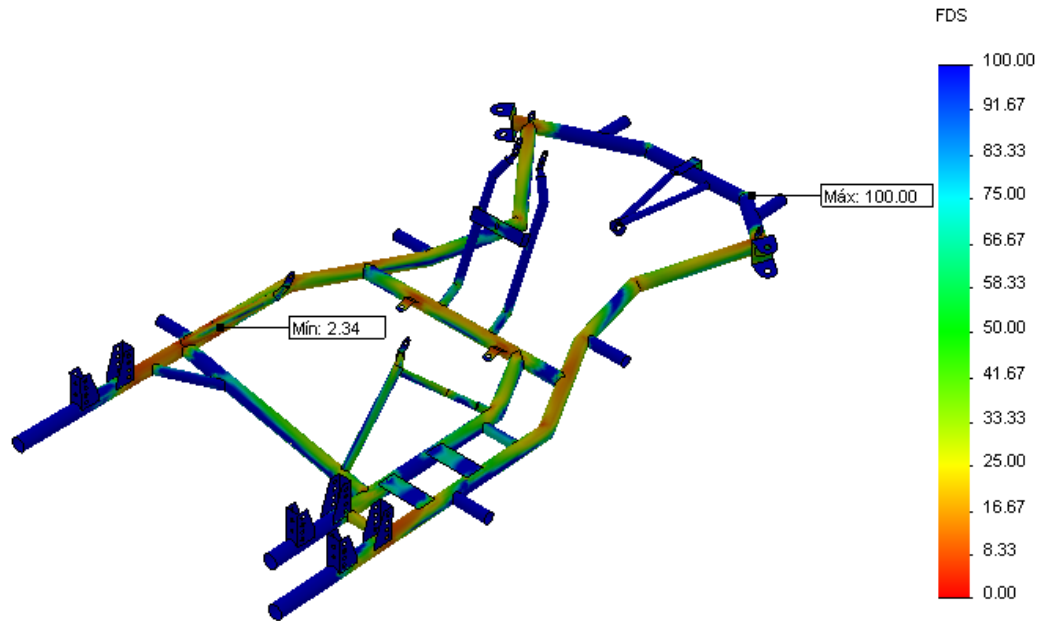
11.2 FRENADA SIN TRANSFERENCIA DE MASAS Y $\mu=1$

Realizando las mismas operaciones que en el punto anterior, obtenemos:

$$F_{tm} = -\frac{175 \cdot 200}{9,81 \cdot 1060} \cdot 1^2 \cdot 9,81 + \frac{175 \cdot 635}{1060} \cdot 1$$

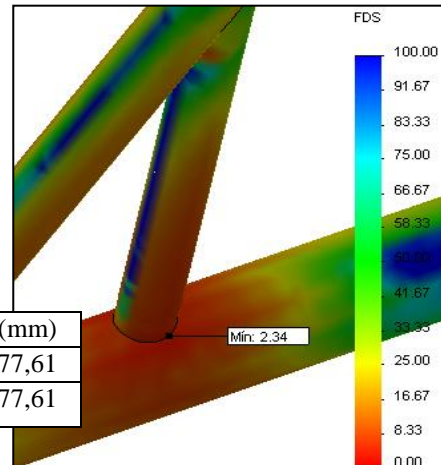
$$F_{tm} = -33,02 + 104,83 = 71,81 \text{ Nw.}$$

Esta fuerza será repartida en cada una de las ruedas del eje trasero y en sentido contrario a la marcha como en el caso anterior, así pues cada uno de los soportes traseros deberá de ser capaz de absorber una fuerza de 35,91 Nw. Esta fuerza se uniría a la masa del kart así como a las masas del resto de elementos que conforma el kart completo dando lugar a la siguiente distribución de coeficientes de seguridad.



En el detalle podemos observar el punto más desfavorable en el cual el coeficiente de seguridad es el menor de la distribución. No se observa una diferencia significativa con respecto al caso de $\mu = 0,6$ ya que el incremento de esta acción es mínimo en comparación con el resto de las masas de los elementos que entran en juego.

	Nodo	Valor	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
Coef.	29008	2,34	11,898	8,9695	-477,61
σ_{VN}	29008	61,6	11,898	8,9695	-477,61



11.3 FRENADA CON TRANSFERENCIA DE MASAS Y $\mu=0.6$

Mediante la ecuación 11.8 seremos capaces de determinar la deceleración de frenada:

$$\gamma_m = \mu * g$$

$$\gamma_m = 0,6 * 9,81 = 5,886$$

y introduciendo este dato en $\frac{W * h}{g * l} * \gamma$ seremos capaces de determinar la fuerza con la que se carga el eje delantero y se descarga el eje trasero.

$$W_f = \frac{W * h}{g * l} * \gamma$$

$$W_f = \frac{175 * 200}{9,81 * 1060} * 5,886 = 19,81$$

Que como anteriormente dividiéremos entre 2 para aplicarla en cada uno de los soportes delantero y traseros.

$$W_f = 9,905$$

Además rescataremos los cálculos del apartado 11.1

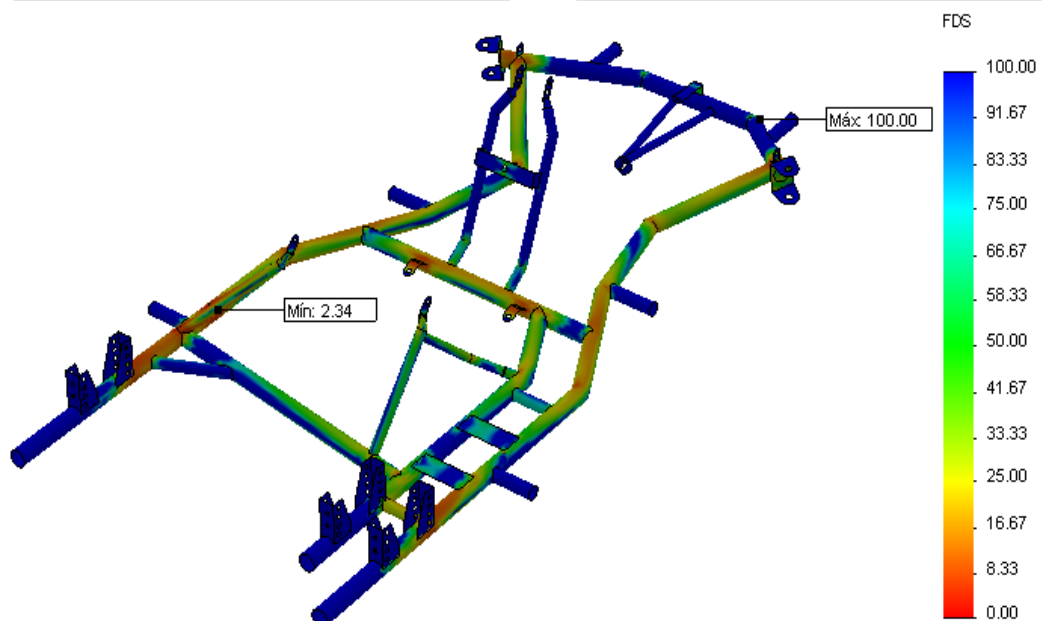
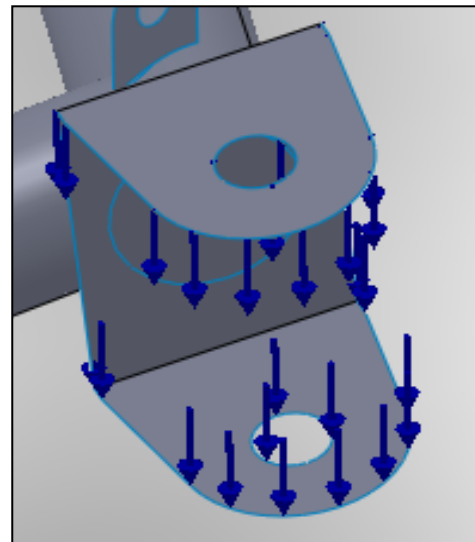
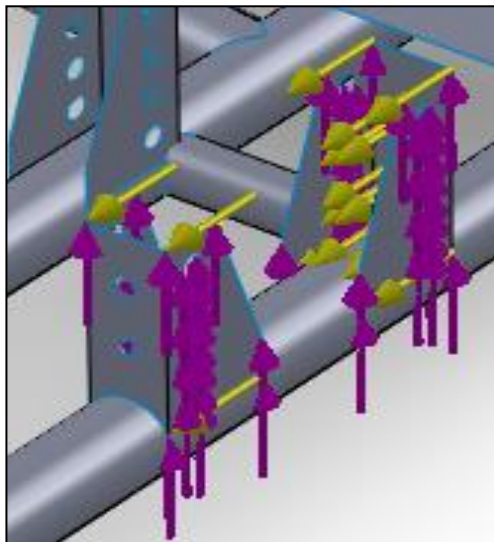
$$F_{tm} = -\frac{175 * 200}{9.81 * 1060} * 0,6^2 * 9,81 + \frac{175 * 635}{1060} * 0,6$$

$$F_{tm} = -11,89 + 62,9 = 51,01 \text{ Nw.}$$

Repartimos la acción entre los dos apoyos traseros resultado una carga de 25,5 Nw.

Aquí podemos diferenciar la aplicación de las fuerzas en 2 de los 4 apoyos:

- amarillo → Fuerza de frenada
- morado → Fuerza que descarga el eje trasero
- azul → Fuerza que carga el eje delantero



11.4 FRENADA CON TRANSFERENCIA DE MASAS Y $\mu=1$

Por último realizare el análisis del caso de una frenada con transferencia de masas así como utilizando un coeficiente de rozamiento de 1 ya que los neumáticos utilizados en competición ronda este valor.

Simplificare un poco la explicación ya que todos los conceptos fueron introducidos con anterioridad para el resto de los casos, así pues:

$$\gamma_m = 1 * 9,81 = 9,81$$

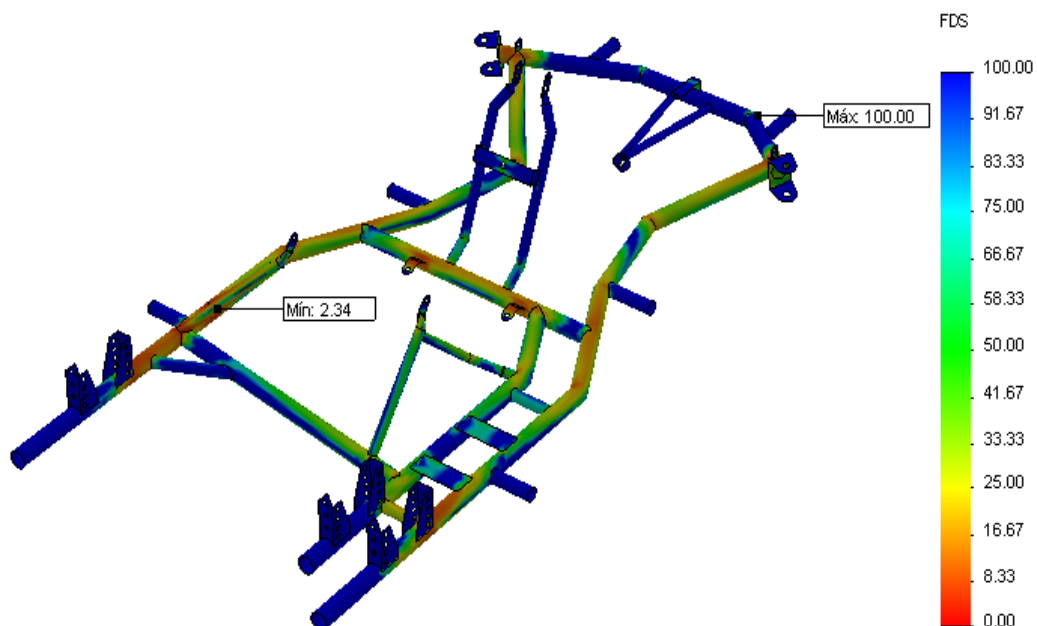
$$W_f = \frac{175 * 200}{9,81 * 1060} * 9,81 = 33,019$$

que repartida para los 2 soportes queda en: 16,51

$$F_{tm} = -\frac{175 * 200}{9,81 * 1060} * 1^2 * 9,81 + \frac{175 * 635}{1060} * 1$$

$$F_{tm} = -33,02 + 104,83 = 71,81 \text{ Nw.}$$

y repartida también en 2 apoyos obtenemos: 35,91 Nw.





11.5 CONCLUSIONES

Como puede apreciarse en todos los casos a estudio de frenada, estos no resultan influyentes para el análisis del conjunto global. Esto no quiere decir que si que sean interesante realizarlos para ver el comportamiento de los soportes tanto de las manguetas como de los del eje motriz.

Partiendo de un chasis sin concentración de tensiones en las ubicaciones mencionadas es muy difícil que la adición de las cargas de frenado desembocaran en unas condiciones adversas ya que el peso total del vehículo es pequeño si lo comparamos con un automóvil.



12.-CONCLUSIONES FINALES

Llegados a este punto, el proyecto toca su fin. Las conclusiones obtenidas a lo largo del trabajo no solo se centran en si el chasis resistirá o no resistirá, sino en la interpretación y valoración de dichos datos obtenidos.

La lección que he aprendido es que no se puede realizar un modelo 3D y listo sino que antes de ello hay que estudiar qué tipo de modelo es más adecuado para nuestra geometría, si el modelo que pensamos utilizar podría ser fácil y rápidamente modificado sin tener la necesidad de redibujarlo por completo y que antes de embarcarse en geometrías complejas y rebuscadas es necesario realizar un modelo simple del tipo que se ha decidido utilizar para el final y sobre ese conjunto simple realizar una serie de experimentos de forma rápida y poder comprobar si se ciñen a la realidad o es necesario cambiar por completo el tipo de modelo y el enfoque que en un principio le estábamos dando al problema.

Otra punto clave es que no podemos realizar un análisis de elementos finitos, mostrar los datos y listo, sino que esos datos hay que repasarlos porque es ahí donde no daremos cuenta si nuestro diseño tiene carencias, bien sean de tipo estructural o como he comentado anteriormente si dichas carencias son debidas a una irregularidad a la hora de realizar el modelo 3D.

Solo queda destacar que el chasis tiene una respuesta favorable a las condiciones de carga a las cuales ha sido sometido en cada uno de los estudios realizados, esto era de suponer ya que es un chasis que está en el mercado y la inmensa mayoría de los pilos usa.

Antes de finalizar agradecer a Mario Maza y a Javier Abad la paciencia que han demostrado, uno con el enfoque de dicho proyecto y otro por las innumerables dudas que me resolvió acerca del programa *Solid Works*. También agradecer a David Bel las explicaciones sobre tensiones y las interpolaciones que realizan los programas de cálculo automatizado.