



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DISEÑO DE VEHÍCULO KARTING CON UN
SISTEMA DE SUSPENSIÓN

Alberto Santos Galdiano

José Sancho Rodríguez

Pamplona, 27 de Junio del 2012

ÍNDICE GENERAL

1. Memoria
2. Cálculos
3. Planos
4. Pliego de Condiciones
5. Presupuesto
6. Bibliografía



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación :

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DISEÑO DE VEHÍCULO KARTING CON UN
SISTEMA DE SUSPENSIÓN

MEMORIA

Alberto Santos Galdiano

José Sancho Rodríguez

Pamplona, 27 de Junio del 2012

ÍNDICE

ÍNDICE	1
1. INTRODUCCIÓN	2
2. ANTECEDENTES	3
3. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL PROTOTIPO	4
3.1. CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES DEL VEHÍCULO	4
3.1.1. <i>Dimensiones Principales.</i>	4
3.1.2. <i>Distribución general de pesos.</i>	5
3.1.3. <i>Centro de gravedad (Cg) o Baricentro</i>	6
3.1.4. <i>Ergonomía y seguridad</i>	8
3.2. DISEÑO CONCEPTUAL DE LOS COMPONENTES	10
3.2.1. <i>Grupo Moto-propulsor</i>	11
3.2.2. <i>Sistema de dirección</i>	12
3.2.3. <i>Ruedas</i>	13
3.2.4. <i>Componentes Estándar</i>	16
3.2.5. <i>Chasis</i>	20
4. DISEÑO DE LA SUSPENSIÓN	24
4.1. PRINCIPIOS DE FUNCIONAMIENTO	24
4.2. ELASTICIDAD	25
4.3. MASAS SUSPENDIDAS Y NO SUSPENDIDAS	29
4.4. AMORTIGUADOR.....	30
4.4.1. <i>Conjunto Muelle-Amortiguador</i>	31
4.5. ESTUDIOS DE ALTERNATIVAS	35
4.5.1. <i>Tipos de suspensión</i>	35
4.5.2. <i>Elección del Tipo de Suspensión</i>	40
4.6. ANÁLISIS DE LA SUSPENSIÓN CUADRILÁTERO DEFORMABLE	42
4.6.1. <i>Parámetros geométricos involucrados en el Sistema Suspensión y Dirección</i> 42	
4.6.2. <i>Configuraciones de Suspensión de Cuadrilátero Deformable</i>	46
4.6.3. <i>Altura del Centro de Rolado o de Balanceo</i>	47
4.6.4. <i>Comportamiento Cinemático</i>	48
4.6.5. <i>Dinámica Transversal. Transferencia de Carga en curva</i>	50
4.6.6. <i>Dinámica Longitudinal. Transferencia de Carga</i>	54
4.7. SELECCIÓN DE LA GEOMETRÍA DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN	59
5. RESULTADO FINAL	66

1. Introducción

La presente memoria describe el proyecto final de carrera “Diseño de un vehículo karting con un sistema de suspensión”. Se ha diseñado un sistema de suspensión independiente de tipo Paralelogramo Deformable. Este proyecto nace de la propia iniciativa como proyectista y con una firme voluntad por diseñar un prototipo de kart con posibilidades de poder ser fabricado en un futuro.

En este proyecto se ha conseguido adentrar en el diseño, estudios, cálculos y problemas típicos del mundo de la automoción. La idea inicial que desembocaría en el presente Proyecto fin de Carrera, fue la de adquirir conocimientos técnicos que imperan en el mundo de la automoción de competición, aplicándolos en el diseño de un prototipo.

Se escogió una categoría en el mundo de la automoción de competición en la que podría quedar enmarcado el prototipo a desarrollar en el presente proyecto, teniendo en cuenta primeramente una serie de aspectos, séase el grado de complejidad, economía y diseños de los vehículos pertenecientes a cada categoría.

Quedó así fijado el objeto del presente Proyecto Fin de Carrera como el de diseñar, estudiar y calcular y en la medida de lo posible llegar a desarrollar, un prototipo de vehículo de competición enmarcado en una nueva categoría de las categorías de las que se compiten en España.

La categoría elegida fue la de SuperKart, perteneciente al Campeonato de España. El desarrollo del prototipo se ha diseñado para cumplir con el Reglamento Técnico de una nueva categoría con gran semejanza a la elegida, teniendo claro que en la categoría actual del Campeonato de España queda totalmente prohibido cualquier tipo de suspensión. Uno de los objetos principales del presente proyecto quedó enmarcado por tanto en el diseño y la integración de un Sistema de Suspensión a este tipo de vehículos.

Se ha optado por el diseño de un prototipo del tipo Karting por las siguientes razones:

- En el mundo del automóvil, existe una complejidad evidente a estudios y cálculos a la hora de fabricar un vehículo. Este prototipo de kart es un vehículo que nos proporciona un diseño de complejidad moderada pero accesible para mi titulación, y ha sido posible diseñar un prototipo de estas nuevas características de acuerdo a la estructuración temporal con el que se ha dispuesto para realizar el presente proyecto.
- En la categoría elegida Superkart los vehículos son muy atractivos por lo que respecta a la funcionalidad, eso sumado a la viabilidad económica y al grado de facilidad de fabricación ofrece una cierta credibilidad de que en un futuro se va a poder conducir un prototipo del presente proyecto.
- Queriendo diseñar algo novedoso se eligió una categoría semejante a Superkart, ya que añadiendo a estos vehículos un sistema de suspensión independiente su comportamiento se asemeja mucho a un vehículo F1; con la evidente reducción del presupuesto comparándolo con un equipo de F1, importante para los tiempos en los que estamos.

Para este fin se ha estudiado los principios de funcionamiento de los diferentes sistemas de suspensiones automotrices, para ello se ha realizado un estudio de los esquemas de suspensiones existentes y también se ha hecho una comparativa de todos ellos para poder determinar cual sería el tipo de geometría más adecuada para este prototipo del presente Proyecto Fin de Carrera.

2. Antecedentes

En primer lugar, con la intención de situarnos en el ámbito del tema del proyecto haremos un breve resumen de la historia del kart, para así poder comprender mejor en consiste un kart.

El 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.

A partir de aquí el resto fue fácil, tubos de calefacción soldados, un motor de corta-césped, el volante de un antiguo avión y ruedas de colas de avión con esto les bastó para hacer un “go-kart”. Así nacía el karting, con aparatos muy rudimentarios que conseguían 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" y superando aquellos 50 km/h e incorporando rápidamente muchas mejoras técnicas.

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 1 en los años 80.

Hoy día un kart puede alcanzar velocidades superiores a los 250 km/h(súper kart), pero con una seguridad comparable a la de un Fórmula Uno. En 50 años el karting ha obtenido el respeto y el reconocimiento como un deporte completo y una formidable escuela de conducción. El deporte del karting es uno de los más difundidos en todo el mundo y sobre todo la base más importante del deporte automovilístico actual.

Por último, una vez definidos los objetivos del Proyecto Fin de Carrera, y habiéndose conocido una breve historia de los comienzos, hasta la actualidad del prototipo, se decidió el objeto de investigar los antecedentes del prototipo a desarrollar.

Con esta investigación inicial se conoció las tecnologías implicadas en el karting de competición según exige la categoría del vehículo a proyectar, los diferentes diseños y las soluciones constructivas y sus resultados para llevar a cabo cada uno de los diferentes diseños.

Se investigaron los vehículos que actualmente compiten en las diferentes categorías de karting, la categoría de Superkart de los Campeonatos de España e Internacionales; así como los vehículos similares existentes o en fase de desarrollo.

Vehículos existentes semejantes al futuro prototipo y pertenecientes a las categorías del karting se observó que no los hay en Campeonatos; así que se investigaron como referencia otras categorías y vehículos:

*Fórmula Uno
Categoría Vehículo CM
Kart Cross
Buggy
Fórmula Student*

3. Especificaciones técnicas del Prototipo

Los siguientes apartados tienen como objetivo detallar las especificaciones técnicas de este prototipo de vehículo de circuito poniendo especial atención a aquellas que son determinantes a la hora de diseñar el sistema de suspensión y el chasis, se analizaron también las dimensiones generales del vehículo así como la distribución general de pesos que éste tendrá.

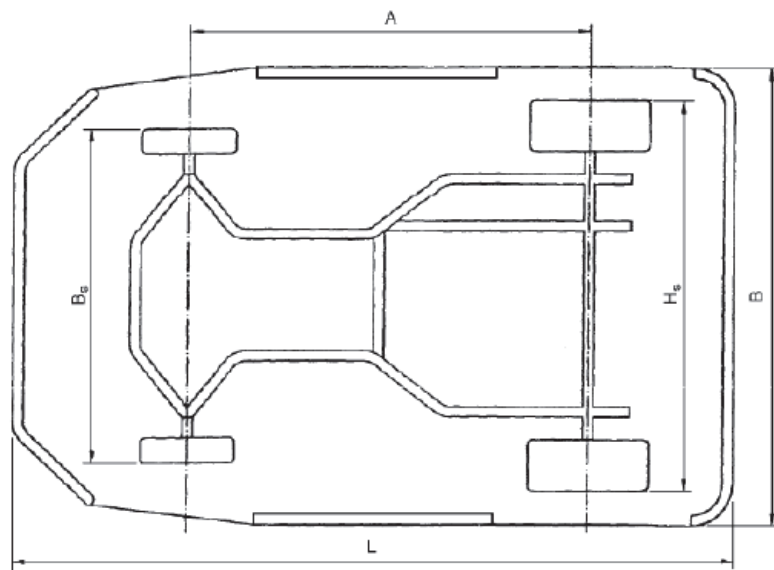
Hay que destacar que la creación del chasis del futuro vehículo ha sido libre en cuanto a dimensionamiento ya que el tipo de vehículo a fabricar es de creación propia y no se quiere incluir en ningún tipo de competición a nivel nacional, europeo ya existente. Aun así para este vehículo se buscó una categoría similar que pertenezca algún campeonato actual, por esto se escogió la categoría de Superkart ya que tiene similitudes en cuanto a dimensiones y algunos componentes. Así con esto se pudo guiar el diseño de forma que estuviese regido en cierta medida por un tipo de normativa de competición de la RFEDA y en futuro remoto poder así incluir una nueva categoría en la competición automovilística que era uno de los objetos a largo plazo del prototipo.

3.1. Características principales del vehículo

3.1.1. Dimensiones Principales.

Las dimensiones del vehículo son libres ya que el vehículo es de creación propia, aunque está adaptado para incluir elementos homologados por la FIA, otros elementos necesarios para su correcto funcionamiento que se pueden considerar estándar que no entran dentro de este proyecto de diseño; y otros elementos que son novedosos para la categoría de Superkart que formarán parte importante en el proyecto fin de carrera para el diseño definitivo. Hay que decir que en este diseño se ha querido dotar al vehículo de un carácter agresivo y deportivo para su utilización en circuito de competición y una conducción extrema.

En la siguiente tabla se pueden observar las dimensiones generales del vehículo recogidas en la normativa de la categoría.



Dimensiones Generales del Vehículo.

PROTOTIPO DE VEHÍCULO COMPETICIÓN	
Longitud Total (Overall Length) “cota L”	2000 – 2100 mm.
Distancia entre ejes (Wheelbase) “cota A”	1400 mm.
Altura Total (Overall Height)	650 mm.
Anchura Total (Overall Width) “cota B”	1200 – 1500 mm.
Ancho de Vía	1100 – 1400 mm.

3.1.2. Distribución general de pesos.

Uno de los puntos más importantes que condiciona el comportamiento predecible del prototipo es la manera en la que el peso está distribuido en el chasis. Efectivamente todas las reacciones del vehículo tanto en las frenadas como en los pasos por curva dependen del centro de gravedad (Cg) del vehículo. No es lo mismo que el centro de gravedad esté en un sitio u otro, tenerlo más a la izquierda o a la derecha, más alto o más bajo. Las reacciones del prototipo pueden ser ligeramente modificadas por una variación del centro de gravedad.

Pero el componente más apreciable del peso en carrera puede ser el peso del piloto, lo que hace que la colocación del asiento será, no sólo un asunto de comodidad de manejo, sino también un factor de reglaje; como se verá en el calculo aproximado de la colocación del centro de gravedad.

En la siguiente tabla clasificatoria de pesos se pueden observar los pesos aproximados más significativos del vehículo y los agrupamientos menos importantes, con la finalidad de conocer de la manera más fiable la situación posterior del centro de gravedad del vehículo y consecuentemente conocer el comportamiento que éste tendrá y el posible reglaje que sea necesario.

PESOS DEL VEHÍCULO (SIN PILOTO NI COMBUSTIBLE)	
Peso total del chasis	40 kg.
Peso total del conjunto motor-cambio	28 kg.
Peso total de los neumáticos + llantas	9,072 kg.
Peso del depósito	1,5 kg.
Peso total de los trapecios	7 kg.
Peso total de los Elemt. Suspensión	5 kg.
Peso asiento	1,5 kg.
Peso protecciones carrocería	8,5 kg.
Peso equipamiento, dirección y frenos	14,5 kg.
Peso total sin piloto (Total Weight)	115,072 kg.

Tabla Pesos del vehículo (sin piloto ni combustible).

La tabla anterior nos indicaba los pesos del vehículo sin piloto ni gasolina y apagado, pero también es necesario para el calculo saber el peso del vehículo en carrera.

PESOS DEL VEHÍCULO EN CARRERA	
Peso total sin piloto (Total Weight)	115,072 kg.
Peso del piloto	75 kg.
Peso total del combustible	18 kg.
Peso total del vehículo en carrera	208,072 kg.

Tabla Pesos del vehículo en carrera.

Finalmente se pudo observar que este prototipo de vehículo en carrera pesará alrededor de los 200-210 kg.

3.1.3. Centro de gravedad (Cg) o Baricentro

Es el punto de aplicación de la resultante de las fuerzas-peso. El futuro vehículo se compone de varias partes, cada una de las cuales posee un determinado peso; el punto de aplicación de la resultante de todas esas fuerzas-peso (igual al peso total del vehículo) define la posición del baricentro del vehículo.

El objetivo principal a cumplir en cuanto a la distribución de los pesos del prototipo es que el centro de gravedad sea lo más centrado y bajo posible para así conseguir la mejor eficiencia y aprovechamiento de las prestaciones del motor a la vez de una mejor conducción del vehículo. Por otra parte, a veces puede resultar conveniente subir el Cg (colocando el asiento un poco más alto) para conseguir mejores transferencias laterales del peso, sobre todo en frenadas y curvas muy cerradas, debido al mayor brazo del par de fuerzas. Como la mayor parte del peso en el Cg es el del piloto, subir el asiento aumenta ligeramente el agarre trasero.

Hay que destacar, que este tipo de vehículos el reparto de pesos se hace muy difícil, ya que las pequeñas dimensiones del prototipo limitan a su vez la colocación de los elementos. Además para una futura competición muchas de las normativas restringen y penalizan el uso de algunos tipos de lastres y repartos de pesos. Los componentes suelen agruparse en la zona trasera, por lo que los mayores pesos del vehículo quedan concentrados en la parte trasera y esto hace que el centro de gravedad se retrase. La colocación del piloto tampoco favorece mucho a este hecho ya que éste suele estar situado más bien un poco más atrás del centro del vehículo, la movilidad de la colocación del

piloto será un sistema de reglaje del reparto de pesos apropiado siempre respetando claro está la ergonomía y maniobrabilidad del piloto.

Como se ha podido deducir anteriormente, los mayores pesos del vehículo son el piloto y el conjunto motor, estos estarán situados cerca del centro y en la zona trasera respectivamente, y para evitar lo antes citado se intentará situar al piloto en una posición lo más avanzada posible.

Se explica a continuación la importancia de la posición del baricentro. Esta importancia se deduce del hecho de que sobre él se aplican las fuerzas de inercia que actúan sobre el vehículo. La fuerza de inercia, proporcional tanto a la masa como a la aceleración, proviene de la resistencia que cualquier masa opone a todo lo que tienda a hacer variar su movimiento, acelerándolo o decelerándolo.

Por ejemplo, durante las fases de frenado o de aceleración que serán estudiadas al detalle más adelante, las masas del coche están sometidas a considerables variaciones de velocidad, lo que se traduce en las consecuentes aceleraciones o deceleraciones; en las curvas, aún tomadas a velocidad constante, dicha velocidad sufre variaciones de dirección con lo que las masas quedan sometidas a aceleraciones centrípetas.

Análogamente a cuando sucede por efecto de la gravedad, las fuerzas de inercia tienen también una resultante que pasa por el baricentro. Estas fuerzas de inercia, junto con las fuerzas aerodinámicas (la resultante de estas últimas se aplica sobre un centro de empuje muy distinto), deben estar equilibradas por la reacción de los neumáticos contra el suelo. Si el baricentro estuviera al nivel del suelo, las fuerzas de inercia podrían quedar equilibradas por las fuerzas de los neumáticos actuantes sobre el mismo plano, sin variación de las reacciones verticales. Si, por el contrario, el baricentro se hallase a una cierta altura, el par de fuerzas de inercia respecto al suelo sólo podría ser equilibrado mediante una variación de las reacciones verticales o, como suele decirse, por un desplazamiento de la carga.

Se comprende fácilmente que, en las curvas, las ruedas exteriores soporten más carga que las interiores y que, durante el frenado, las ruedas delanteras queden mucho más sobrecargadas que las traseras. Para limitar los desplazamientos de carga, se tiende a bajar todo lo posible la posición del baricentro o, mejor todavía, la relación baricentro-vía y altura del baricentro-batalla.

Se calculo entonces la posición aproximada del centro de gravedad o baricentro del prototipo. Para ello se utilizó la definición principal del centro de gravedad que dice;

El baricentro de los (A_i, m_i) es el punto G definido como sigue,

$$\overrightarrow{OG} = \frac{\sum m_i \cdot \overrightarrow{OA_i}}{\sum m_i} = \frac{m_1 \cdot \overrightarrow{OA_1} + \dots + m_n \cdot \overrightarrow{OA_n}}{m_1 + \dots + m_n}, \quad \text{con } \sum m_i \neq 0 ;$$

Esta definición depende del punto O, que puede ser cualquiera. Si se toma el origen del plano del espacio, se obtienen las coordenadas del baricentro como promedio ponderado por los m_i (masa de cada una de las partes) de las coordenadas de los puntos A_i (de cada una de las partes). Si fuera necesario debería repetirse esta operación para todos los ejes (x, y, z); por ejemplo para el caso del Eje X,

$$X_{Cdg} = \frac{\sum m_i \cdot x_i}{\sum m_i} = \frac{m_1 \cdot x_1 + \dots + m_n \cdot x_n}{m_1 + \dots + m_n} ;$$

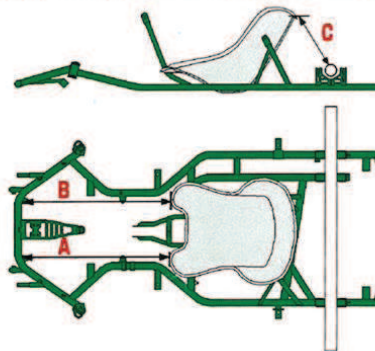
En este apartado se explicado la teoría y las formulas a utilizar; en el anexo de cálculos se obtendrán los resultados aproximados de la situación del centro de gravedad.

3.1.4. Ergonomía y seguridad

La ergonomía será un factor a tener en cuenta a la hora del diseño de las dimensiones del futuro prototipo. La comodidad del piloto a la hora de conducir es un factor importante de cara a maximizar el rendimiento que se puede extraer de un vehículo. Pero no solo durante la conducción es importante, ya que el piloto ha de poder acceder cómodamente al interior del prototipo dentro de la medida de lo posible ya que este tipo de vehículos tienen los inconvenientes de un centro de gravedad muy bajo y un reducido tamaño. Más importante aún, el piloto ha de poder salir del vehículo rápidamente con facilidad, o poder ser extraído de éste sin su ayuda. Además, el diseño del chasis tiene que ser tal que los componentes sean accesibles para los mecánicos que trabajan en el vehículo, permitir su extracción, inclusión o reparación de los mismos; en este aspecto los mecánicos tienen más facilidades con respecto a otros tipos de vehículos ya que en este la mecánica y componentes se encuentran muy accesibles.

A la hora de fijar las dimensiones del prototipo se tuvo en cuenta la buena colocación del piloto durante la conducción dependiendo de la altura de dicho piloto. En la imagen de a continuación se pueden ver las dimensiones a tener en cuenta.

ALTEZZA PILOTA DRIVER HEIGHT	A	B	C
150 / 160 cm	590 mm	595 mm	240 mm
160 / 170 cm	600 mm	605 mm	230 mm
170 / 180 cm	620 mm	625 mm	200 mm
180 / 190 cm	635 mm	640 mm	205 mm



Recomendaciones de Ergonomía.

Como en todos los deportes motorizados, el vehículo prototipo como este necesita de cierto equipo mínimo de seguridad para que su práctica sea segura. El equipo de seguridad básico para un piloto está compuesto por los siguientes accesorios:

- **Casco:** es la pieza más importante de todo el equipo, puesto que ayuda a proteger la cabeza y el rostro ante posibles accidentes de gravedad. La visera ayuda a aislar el rostro del piloto de elementos extraños que pudieran dañarle al ser despedidos a gran velocidad, como puede ser polvo, arenilla, tierra, caucho y hasta partes metálicas.
- **Sotocasco:** aunque no es un accesorio indispensable, sin embargo se recomienda su uso al aportar mayor comodidad y seguridad. Su objetivo es absorber la sudoración producida al conducir durante largos períodos de tiempo, evitando que el casco se

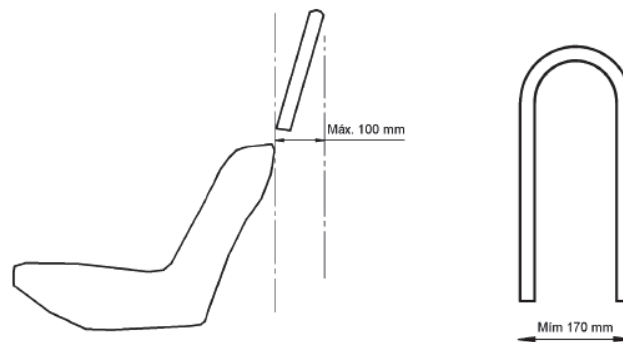
moje y que el sudor empape la cara. Suelen estar elaborados en algodón y de material ignífugo.

- **Protector de cuello o collarín:** fabricado de espuma y cubierto en nylon de alta resistencia. Ayuda a reducir la fatiga en los músculos del cuello provocada por las fuerzas de gravedad al tomar las curvas a gran velocidad, sobre todo en circuitos muy revirados. En general se suministran en un solo tamaño estándar para todas las categorías.
- **Mono:** realizado en material ignífugo y deslizante para evitar quemaduras o raspones. Fabricados con dos capas de materiales, generalmente antrón (fibra de nylon) por fuera y algodón por dentro. Algunos poseen protectores hechos de kevlar en los codos y rodillas para brindar mayor protección al piloto.
- **Chaleco protector de costillas:** otra de las prendas más importantes para la protección del piloto, tras el uso del casco. En el karting, es muy común dañarse las costillas debido a los golpes de la espalda contra los costados del asiento. Estos continuos golpes ocasionan inflamaciones en los cartílagos y en los nervios intercostales, lo que produce intensos dolores y posibles fisuras. A su vez, el objetivo del chaleco es proteger toda la zona costal, ya que al llevarse bien ajustado proporciona una excelente protección contra impactos en accidentes graves.
- **Guantes:** elaborados en nylon y material ignífugo, con aplicaciones de cuero en las palmas de las manos y tiras de sujeción para las muñecas. Ayudan a proteger las manos de posibles raspones o golpes, así como también proporcionan una mejor adherencia al volante.
- **Botas de caña alta:** este tipo de calzado está diseñado especialmente para el karting. Su objetivo es proteger los pies y el área de los tobillos y talones, que al conducir son sometidos a movimientos bruscos. Las suelas son más finas que en las zapatillas convencionales para transmitir mayor sensibilidad al pie del piloto. Incluso algunos modelos son fabricados en material ignífugo.

Se ha explicado el equipo de seguridad para el piloto pero no solo el piloto debe tener un equipo de seguridad, sino que el propio vehículo debe tener unos mínimos de seguridad; estos mínimos se citan a continuación. Estos mínimos son la aplicación de la normativa (UNE 93021-1:2006 Karts. Requisitos de seguridad y métodos de ensayo).

Elementos de seguridad del vehículo:

1. *Protector de cabeza y arco de seguridad:* El kart debe tener un protector de cabeza y un arco de seguridad. Ambos elementos pueden integrarse en uno. El protector de cabeza debe estar acolchado y montado de tal manera que en caso de choque sea el primer punto de apoyo. Debe estar inclinado respecto a la vertical un máximo de 100 mm. El arco de seguridad debe ser un tubo de acero con un espesor de pared mínimo de 2 mm y con un diámetro exterior mínimo de 25 mm. La distancia mínima entre las partes rectas de la barra debe ser de 170 mm. La altura mínima medida desde el suelo hasta la parte más alta del arco de seguridad debe ser como mínimo de 770 mm.



Dimensiones Arco de Seguridad.

2. *Protección de piezas móviles:* Las piezas móviles a las que el conductor pudiera tener un acceso durante la conducción que se encuentren cerca del bastidor, como son los discos de freno, las coronas, las cadenas, las correas, los ejes, etc., excepto las ruedas deben estar totalmente cubiertas de forma que se impida la posibilidad de que al conductor se le ocasione algún daño generado por alguna parte accesible. Las protecciones no deben poder desmontarse sin el uso de herramientas cuando sean accesibles desde la posición de conducción del vehículo.
3. *Protección de superficies calientes:* Todas las piezas calientes del vehículo que se puedan tocar y que tengan una temperatura superficial de más de 58°C, deben estar protegidas, de forma que el usuario del prototipo no pueda quemarse durante la conducción.
4. *Cinturón de seguridad:* Cuando exista, el cinturón debe ser de anclaje de 3 puntos o tipo tirante y debe estar homologado. Los anclajes inferiores del cinturón deben estar montados sólidamente en el bastidor y los superiores en el arco de seguridad.
5. *Depósito de combustible:* La capacidad del depósito no debe superar los 20 l. El depósito debe estar integrado en la zona cubierta por las protecciones, sin sobresalir del vehículo. Debe ser estanco, y debe superar el ensayo definido a continuación: “Se llena el depósito hasta su nivel máximo. Se mantiene volcado durante un minuto. Pasado este tiempo no debe producirse ninguna fuga superior a 3g/min.”
6. *tubo de combustible:* Debe estar hecho de un material flexible de larga duración. Debe estar convenientemente sujeto para evitar que se suelte y debe estar guiado evitando zonas de posibles roces. No debe montarse por debajo del bastidor ni estar en contacto con partes a altas temperaturas.
7. *Sistema de limitación de velocidad:* El vehículo debe disponer de un sistema que permita limitar su velocidad máxima para adecuarla al circuito en el que se va a utilizar.
8. *Paro de emergencia:* Es recomendable la instalación de un pulsador de paro de emergencia del motor, en una zona no accesible para el conductor pero de fácil acceso para el monitor de la pista.

3.2. Diseño Conceptual de los Componentes

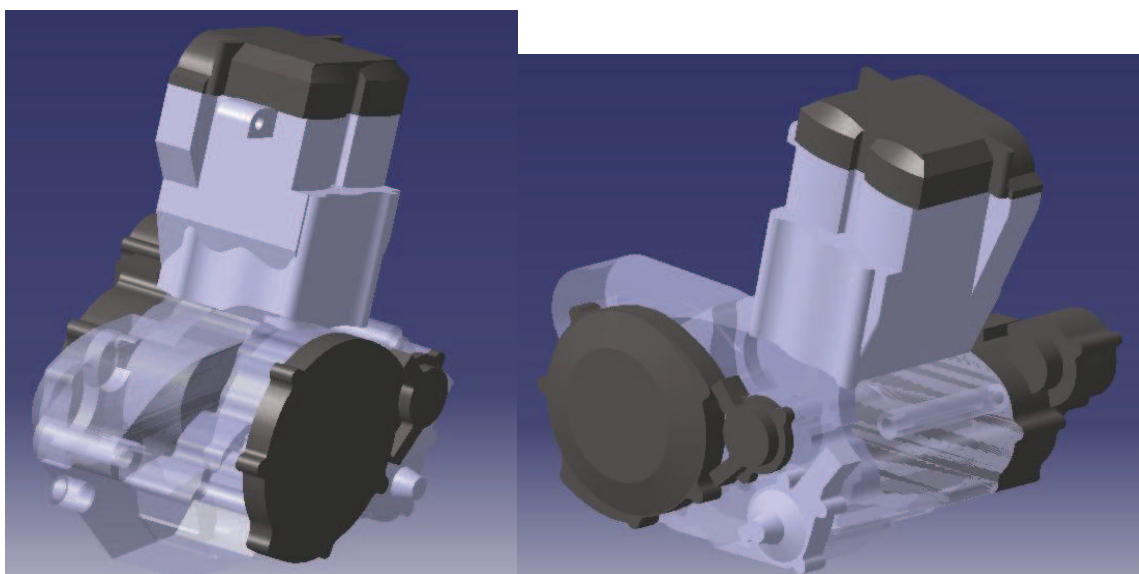
Los siguientes apartados tienen como objetivo el diseño de manera únicamente conceptual de los componentes del prototipo. Se hará una explicación teórica y funcional de los componentes elegidos, así como los factores importantes a tener en cuenta en cada uno de ellos.

3.2.1. Grupo Moto-propulsor

El futuro vehículo de competición que se pretende diseñar se puede clasificar por tanto como se ha comentado en una nueva categoría en el mundo del karting adaptando en la medida de lo posible algunos de los componentes de dicha categoría. Se trata por tanto de un vehículo de tracción trasera con un motor Yamaha YZ 250 F. En la siguiente tabla se muestran alguna de las características de este motor.

Características Mecánicas	
Tipo de Motor	Mono-cilíndrico, 4 Tiempos, DOHC, 5 Válvulas
Refrigeración	Líquida
Cilindrada	250 cc.
Diámetro X Carrera	77,0 x 53,6 mm.
Relación de Compresión	13,5:1
Lubricación	Cárter Seco
Suministro de Carburante	Keihin FCR-MX37/1
Tipo de Embrague	Húmedo Multidisco
Sistema de encendido	CDI
Sistema de Arranque	Pedal
Sistema de Transmisión	Toma constante, 5 velocidades
Transmisión Final	Cadena

En las siguientes capturas del programa de diseño Catia se muestra el motor.



Vistas del Grupo Moto-propulsor.

3.2.2. Sistema de dirección

El conjunto de mecanismos que componen el sistema de dirección tienen la misión de orientar las ruedas delanteras para que el vehículo tome la trayectoria deseada por el piloto. Este es un ejemplo de sub-ensamblaje formado por: Volante, sujeción de volante, silent block, columna de dirección y varillas de dirección, además de los tornillos para fijarlos.



Conjunto Sistema de Dirección.

Siendo la dirección uno de los órganos más importantes en el vehículo junto con el sistema de frenos, ya que de estos elementos depende la seguridad de las personas; debe reunir una serie de cualidades que proporcionan al conductor, la seguridad y comodidad necesaria en la conducción. Estas cualidades son las siguientes:

- Seguridad: depende de la fiabilidad del mecanismo, de la calidad de los materiales empleados y del mantenimiento adecuado.
- Suavidad: se consigue con un montaje preciso, una desmultiplicación adecuada (en caso de que existe), y un perfecto engrase. La dureza en la conducción hace que ésta sea desagradable, a veces difícil y siempre fatigosa. Puede producirse por colocar un neumático inadecuado o mal inflado, por un ángulo de avance o de salida exagerados, por carga excesiva sobre las ruedas directrices, por estar el eje o el chasis deformado.
- Precisión: se consigue haciendo que la dirección no sea muy dura ni muy suave. Si la dirección es muy dura por un excesivo ataque (mal reglaje) o inadecuada desmultiplicación, la conducción se hace fatigosa e imprecisa; por el contrario, si es muy suave, por causa la dirección y el vehículo sigue una trayectoria imprecisa. La falta de precisión puede ser debida a las siguientes causas:
 - Por excesivo juego en los órganos de dirección.
 - Por alabeo de las ruedas, que implica una modificación periódica en las cotas de reglaje y que no debe de exceder de 2 a 3 mm.
 - Por un desgaste desigual en los neumáticos (falso redondeo), que hace ascender a la mangueta en cada vuelta, modificando por tanto las cotas de reglaje.
 - El desequilibrio de las ruedas, que es el principal causante del shimmy, consiste en una serie de movimientos oscilatorios de las ruedas

alrededor de su eje, que se transmite a la dirección, produciendo reacciones de vibración en el volante.

- Por la presión inadecuada en los neumáticos, que modifica las cotas de reglaje y que, si no es igual en las dos ruedas, hace que el vehículo se desvíe a un lado.
- Irreversibilidad: consiste en que el volante debe mandar el giro a las ruedas pero, por el contrario, las oscilaciones que toman éstas, debido a las incidencias del terreno, no deben ser transmitidas al volante.

Cuando se habla del sistema de dirección es necesario tener en cuenta conceptos como convergencia y divergencia, ángulos de caída, ángulo de salida y ángulo de avance. Estos ángulos serán analizados más en detalle en el apartado del diseño de la suspensión.

3.2.3. Ruedas

La rueda está definida por la llanta con el neumático, que sirve para la dirección y/o propulsión del prototipo. Estas son algunas características fundamentales:

- El número de ruedas se establece en 4, dos delanteros y dos traseros, así como el número de neumáticos.
- Sólo los neumáticos pueden entrar en contacto con el suelo cuando el piloto esté a bordo.
- Las ruedas y neumáticos de un prototipo semejante a un kart son mucho más pequeñas (5 libras \approx 2.268 kg.) que las usadas en un coche normal.
- Las llantas están hechas de aleaciones de magnesio o de aluminio.
- Las ruedas pueden llegar a soportar fuerzas en las curvas mayores a 20 m/s^2 , dependiendo del chasis, del motor, y de su configuración.

La elección del tipo de ruedas es uno de los temas que suscita más controversia. Neumáticos más blandos o más duros, según temperatura, la abrasión de la pista, la duración de la carrera, etc. Otro de los temas espinosos que suscita más controversia, es si son mejores los compuestos más blandos o más duros, dependiendo de las condiciones meteorológicas y las características de la carrera.

En realidad, cualquier elección tiene sus pros y sus contras. Para el caso del futuro prototipo se eligió la marca de neumáticos SAVA.

La construcción y el diseño de los neumáticos de kart SAVA proporcionan un magnífico agarre y unas óptimas características de conducción. Los neumáticos Sava SRA, SRB y SRL racing para kart han sido desarrollados para competición, desde la base hasta la alta competición, para campeonatos de resistencia e incluso para aquellos que disfrutan del kart como hobby.

Neumáticos Racing:

SRW: neumático racing para mojado

- Adecuado para superficies mojadas.
- Compuesto muy blando para un excelente agarre.
- Para competición en campeonatos nacionales y copas.

SRA: neumático racing muy blando

- Adecuado para frío o superficies lisas.
- Excelente agarre.
- Tiempo de vuelta rápido y constante.
- Estabilidad óptima y eficiente transmisión de fuerzas.
- Para competición en campeonatos nacionales, copas y carreras sociales.

SRB: neumáticos racing blandos

- Adecuado para temperaturas cálidas y superficies no lisas.
- Muy buen agarre.
- Mayor duración y sólida conducción.
- Excelente relación precio-calidad.
- Para competición en campeonatos nacionales, copas y carreras sociales.

SRL:neumáticos racing enduro

- Adecuado para competición tanto indoor como outdoor.
- Buen agarre, varias horas de duración en carrera.
- Para campeonatos enduro y sociales.

Ajuste de presión en los neumáticos

Otros de los temas importantes en cuanto a las ruedas del kart es el ajuste de la presión en los neumáticos. En realidad, el ajuste óptimo depende de muchos factores: el equilibrio del kart, el tipo de gomas, la composición y temperatura de la pista, el peso del piloto, etc. Y, por supuesto, de algunas particulares manías; el agarre óptimo se consigue en el margen apropiado de temperatura del neumático, que varía con el compuesto usado. Por medio de las variaciones de presión se puede llevar a una goma a trabajar en un extremo u otro.

En la siguiente tabla se muestra un resumen del comportamiento de los neumáticos según la presión:

PRESIÓN	MÁS ALTA	MÁS BAJA
Agarre	Decrece	Aumenta
Área de contacto	Decrece	Aumenta
Respuesta del volante	Rápida	Lenta
Rigidez lateral	Más dura	Más blanda
Rendimiento mojado	Aumenta	Decrece
Duración	Decrece	Aumenta

Según el fabricante elegido recomienda siendo la llanta de montaje con tornillo, se tengan unas presiones en el neumático delantero (0,5 – 1,1 bar) y en el neumático trasero (0,55 – 1,2 bar); dependiendo de los factores antes comentados.

El fabricante proporciona la indicación de la medida de los neumáticos de kart con un ejemplo.



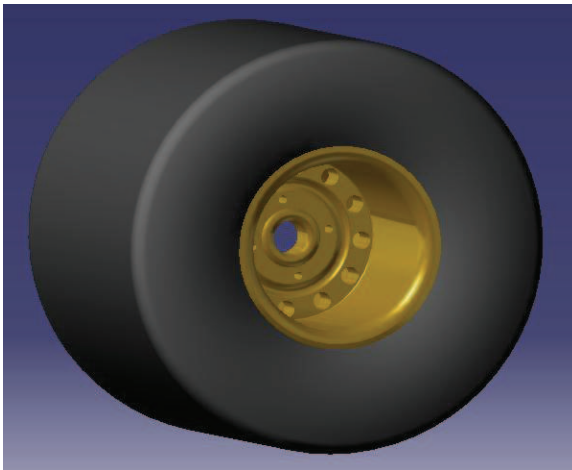
Dimensiones Neumático Sava.

Para el prototipo se eligieron un neumático de medidas 11x7.10-5 pulgadas para los traseros y un neumático de medidas 10x4.5-5 pulgadas para los delanteros. El fabricante proporciona una tabla de las medidas reales en uso y con presión de los neumáticos elegidos, medidas facilitadas por *E.T.R.T.O.* (The European Tyre and Rim Technical Organisation).

						E.T.R.T.O. medida neumático				
						Banda		En uso		
	Orden número	Medida	Compuesto	Banda dibujo	Llanta	Seccion Lateral ancho	Diam. Total	Ancho total	Diam. Total	Max. Pres. Inflado
Medida						mm.	mm.	mm.	mm.	bar
NEUMATICO KART										
	528076	10x4.50-5	SRL	Kart	4,50	132	262	135	280	4
	528207	10x4.50-5	SRB	Kart	4,50	132	262	135	280	4
	527409	10x4.50-5	SRA	Kart	4,50	132	262	135	280	4
	528077	11x7.10-5	SRL	Kart	8,00	210	278	215	300	4
	528202	11x7.10-5	SRB	Kart	8,00	210	278	215	300	4
	527408	11x7.10-5	SRA	Kart	8,00	210	278	215	300	4
	82620	10x4.00-5	SRW	Rainkart	4,00	125	250	135	280	4
	82651	11x6.00-5	SRW	Rainkart	6,00	180	270	195	300	4

Tabla relación neumático-llanta y medidas del conjunto en uso.

Se fijaron por tanto las dimensiones del neumático y la llanta, a continuación se dibujo el conjunto Neumático-Llanta con ayuda del programa Catia. En la imagen siguiente se puede ver el conjunto (11x7.10-5) con una presión de inflado.



Imágenes desde Catia V5. Conjunto Neumático-Llanta.

3.2.4. Componentes Estándar

En este apartado se van a analizar de manera conceptual una serie de componentes no diseñados en el presente proyecto; pero estos componentes hay que tenerlos en cuenta y conocerlos para el futuro diseño de las demás partes del vehículo. Los componentes estándar son elegidos en función de los objetivos del prototipo, y se encuentran dentro del amplio mercado de la mecánica del karting.

- Sistema de Frenos.

Los frenos se utilizan para realizar la maniobra de parada del kart. Lleva un disco metálico situado en el eje trasero solidario al mismo y unas pastillas, de manera que al pisar el pedal de freno, las pastillas friccionen el disco de manera que detenga el eje trasero consiguiendo así detener el kart.

Cualquier piloto de alta competición sabe de la importancia de los frenos, pues éstos son los responsables en parte de “arañar” décimas e incluso milésimas en cada vuelta. Tiempos siempre fundamentales en marcar la diferencia entre el primer y segundo clasificado.

Como todo deporte de competición, también “penaliza” las frenadas inútiles al igual que “premia” a las eficaces.

La frenada perfecta es la unión de la técnica y el valor. Esto queda de manifiesto cuando por ejemplo vas a tope hasta final de un tramo... y de repente te encuentras con una curva cerrada, y además llevas a tu lado a tu oponente que quiere adelantarte justo en la apurada de frenada. En este caso en concreto, el valor del piloto y la ayuda técnica de los frenos, te permiten conservar o por el contrario, perder esa posición por la que tanto luchas.

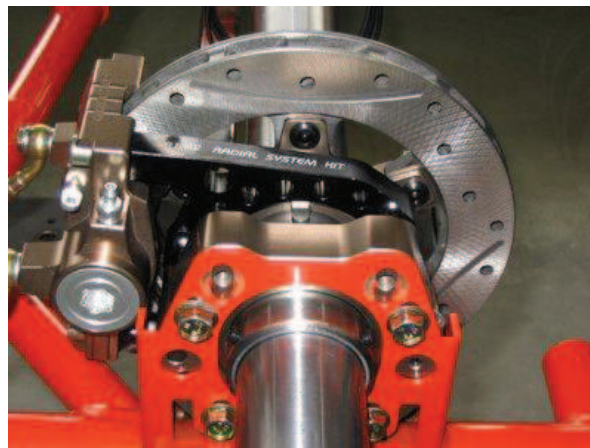
Pues bien, aquí es donde la frenada te da ese punto de mas, y para ello y a pesar de que la tecnología con la que dispone un kart no es ni mucho menos que de la que dispone un formula 1, no deja de tener la misma importancia.

Por ello siempre se ha de tener bien revisado el sistema hidráulico del sistema de frenado, las pastillas, los discos... y dependerá de cada piloto el ajuste de la carrera del pedal, aunque lo aconsejable será siempre una carrera corta para que la reacción del pie sea lo más rápida posible.

Destacar que un kart no disponga de una tecnología equiparable a un formula 1, no deja de tener la misma importancia. Esto que en principio se puede considerar una desventaja, aumenta en cambio la participación del piloto y con su pericia, un valor claramente diferencial en carrera.

Para este prototipo es necesaria la instalación de frenos delanteros y traseros. En el eje delantero el sistema utilizado será el semejante al que podrían montar la gran mayoría de turismos del mercado (un freno para cada rueda); para el caso del eje trasero la opción elegida es diferente. Teniendo en cuenta que en este prototipo hay un sistema de frenado para cada eje es necesario equipar al vehículo de un repartidor de frenada, ya que lógicamente el piloto solo pisa un pedal de freno y es necesario un mecanismo que reparta proporcionalmente la presión de frenada a cada eje.

El sistema de frenos con el Kit de freno radial para el eje trasero. Como se puede apreciar se trata un sistema de freno radial, totalmente rediseñado, con el portadiscos en el centro (para evitar torsiones indeseadas en el disco), pinza radial, etc.



Este sistema te permite compartir el tipo de pinza, tanto KF, como KZ, al igual que las pastillas de frenos, es bueno para clientes y suministradores. El sistema de frenos, ha cambiado los rodamientos, con unos rodamientos más pequeños, en línea con otras marcas del mercado. La pinza es totalmente monoblock, y no dos partes que suele ser lo más habitual. Un sistema de amarre de varios puntos al porta rodamientos.

- Sistema de Transmisión

Es el sistema encargado de transmitir el par desde el motor hasta las ruedas del vehículo. Los elementos de la transmisión son responsables en gran parte del comportamiento del vehículo, es decir, de sus prestaciones.

La cadena de transmisión la constituyen el conjunto de elementos dispuestos entre el motor y las ruedas del vehículo. En un automóvil estándar está compuesta por: cigüeñal, embrague, mecanismo de cambios, eje articulado, diferencial y semieje motriz.

En el caso de los karts la cadena de transmisión está formada simplemente por el cigüeñal, el embrague, el conjunto piñón corona y el eje trasero. Para el futuro prototipo será necesario la utilización de unas juntas Cardan, el motivo se explicará a continuación.

A la hora de conocer el sistema de transmisión que consta en el mundo del karting es necesario conocer el eje trasero.

Es el elemento de transmisión del kart, donde se coloca el soporte de freno trasero del kart. Es una barra de acero, de un grosor de 20 mm. Se atornilla al bastidor por medio

de dos o tres soportes para los puntos de apoyo, con los rodamientos adecuados para conseguir un buen giro del eje. Además incorpora la corona que se mueve solidario al eje.

Esta corona es una rueda dentada que engrana con un piñón colocado en el extremo del árbol de transmisión (del motor mediante una cadena) y comunica el movimiento de la rueda. Está sujeta al eje trasero, ya que es el elemento que transmitirá el giro a las juntas Cardan y estas a su vez harán girar las ruedas.

Las juntas Cardan son los elementos nuevos y necesarios en el futuro prototipo, diferencia fundamental conforme a los sistemas de transmisión del mundo del karting. Son necesarias estas juntas Cardan, debido a la instalación de un sistema de suspensión y lo que conlleva la suspensión es que las ruedas variarán en altura conforme a los obstáculos y solicitaciones del vehículo. Por tanto es necesario un elemento de transmisión que permita unir dos ejes que giran en un ángulo distinto uno respecto del otro. Su objetivo será transmitir el movimiento de rotación del eje trasero a las ruedas a pesar de ese ángulo. Otra de las razones por las que son necesarias estas juntas, es que debido al poco espacio que habrá entre los trapecios y el amortiguador será necesario un elemento que transmita el giro adaptándose al espacio que haya entre los elementos del sistema de suspensión.

La cadena es el elemento de unión entre el piñón, situado en el motor, y la corona en el eje trasero. La cadena debe tener la longitud apropiada según la corona elegida ya que no hay ningún elemento tensor, lo que obliga a tener cadenas de diferentes medidas o reformarlas añadiendo o quitando eslabones. La tensión se gradúa desplazando el motor.

Por último y por ello menos importantes los pedales y los cables, son los elementos de control mediante los cuales podemos acelerar o frenar con un sencillo movimiento de pies. La mayoría de los pedales tienen forma de “L” invertida. A ellos se unen los cables del acelerador y freno que llegan al motor y al disco de freno. Estos cables se usan para el acelerador y para el freno. Los cables se usan porque soportan bien los esfuerzos de tracción y compresión, permitiendo así accionar y soltar tanto el freno como el acelerador. Aun así los pedales llevan un muelle que les ayuda a volver a su posición.

- Sistema de refrigeración

Para el vehículo de estas características se monta un sistema de refrigeración líquida. Un sistema de refrigeración líquida utiliza una red de conductos alrededor del cilindro a través de los cuales circula refrigerante. Cuando la temperatura del refrigerante alrededor del motor se eleva, el líquido es enviado al radiador (un tanque disipador de calor) para que sea enfriado por el flujo de aire o por el ventilador eléctrico y se envía de regreso al motor. Esta circulación constante de refrigerante enfría el motor permanentemente.

Se sabe cómo sienta el agua fría en un día caluroso. Es lo mismo con los motores; la refrigeración líquida garantiza un desempeño estable del motor en conducción a alta velocidad, en subidas, en circuito, y en días calurosos. La refrigeración líquida tiene la habilidad de mantener baja la temperatura en un motor de alto rendimiento que de no usarla alcanzaría temperaturas muy altas. Por esta razón es que se utiliza en prototipos de carreras.

La bomba de líquido refrigerante es una bomba de turbina que se mueve solidariamente con el cigüeñal, aumentando su régimen de giro cuando lo hace el motor muy apropiado para aumentar la capacidad de refrigeración en los momentos en que las solicitaciones son mayores, ya que, a más régimen, mayor número de combustiones y, por tanto, más calor—. Por el extremo contrario al de mando—engranaje o cadena de rodillos que conecta al eje de la bomba con el motor— hay una cámara en la que se encuentra la

turbina y que está llena de líquido refrigerante. La propia forma de las aletas de la turbina impulsa este líquido para obligarle a recorrer el circuito completo, con lo que éste pasa por las cámaras que rodean el motor tomando su calor y por el radiador, donde se enfría gracias a la corriente de aire.

Es necesario equipar a este sistema de una válvula termostática. Es una válvula que abre y cierra según la temperatura del líquido refrigerante que la baña. Para ello se construye de modo que deje pasar el líquido cuando llega a la temperatura de trabajo del motor, dificultando la refrigeración cuando el propulsor está todavía frío. Se consigue así la deseada estabilidad térmica, que es aconsejable para el mejor rendimiento del propulsor y para conservar su buen estado, ya que un motor que trabaja excesivamente frío o caliente se destruye o se desgasta antes.

Para mover todo este líquido refrigerante son necesarios tubos o manguitos. Son conductos, generalmente flexibles y de goma, por los que circula el líquido refrigerante y que comunican las distintas partes del sistema.



Y para enfriar este líquido será necesario el radiador. Es un laberinto de pequeños tubos, generalmente de aluminio, por el que circula el líquido de la refrigeración y en el que se expone a la corriente del aire que se encargará de llevarse el calor producido por el motor. Se coloca siempre en un lugar expuesto al aire de la marcha y lo más habitual es que se encuentre en el lateral del kart, parte trasera.

- Carrocería Plástica

Este apartado es referente a la seguridad del vehículo, ante impactos de otros participantes o impactos en salidas de pista. Por ello es necesaria la implantación de estos equipos de seguridad pasiva.



A lo que se refiere a las protecciones del vehículo se dispondrán de parachoques delantero, trasero y laterales. Los parachoques deben ser de acero y estar homologados con la carrocería. Su constitución será la dictaminada por la norma UNE 93021-1.

La carrocería está constituida por dos spoiler laterales, un carenado y un spoiler frontal y trasero, que deberán estar homologados por el CIK-FIA.

El material utilizado para su construcción será plástico de tipo expandido y no presentará ningún canto vivo en caso de fractura.

3.2.5. Chasis

En este apartado se explicará de manera conceptual la definición, tipos y funciones del chasis de un Kart. Para el futuro prototipo esto sirvió de guía para el diseño del chasis del vehículo.

El chasis del vehículo no será igual a ninguno del mundo del kart, ya que como se explicó el objeto de este proyecto entre otros, es la integración de un sistema de suspensión a un vehículo similar a los que se pueden encontrar en los actuales campeonatos karting. Esto conlleva que el futuro chasis sufrirá unas modificaciones para poder integrar la suspensión en el eje delantero y trasero.

Se podría definir el chasis como la estructura del conjunto del kart que ensambla las partes mecánicas y la carrocería. Está formado por un conjunto de tubos de acero soldado, no atornillado, formando una estructura rígida. Se podría decir que entre las partes importantes de un vehículo se encuentra el chasis, ya que se considera el esqueleto que sujeta la totalidad del kart.

En cuanto a los tipos de chasis de kart, en los Estados Unidos están clasificados como “Open”, “Caged”, “Straight” y “Offset”. Los chasis aprobados por la CIK-FIA son los “Straight” y “Open”.

- Los karts de tipo Open no tienen cabina de piloto.
- Los karts de tipo Caged tienen una cabina de piloto alrededor del conductor, son más usadas en carreras dirt.
- En los karts de tipo Straight el piloto se sienta en el centro del kart, son usados para carreras de Sprint.
- En los karts de tipo Offset el piloto se sienta a la izquierda del kart, son usados para carreras de velocidad en las que solo se gira a la izquierda.

Es obvio que la manera en la que el chasis esté construido tiene una gran importancia. La rigidez de los chasis permite diferentes características de manejo

dependiendo de las circunstancias en las que se conduce. Idealmente, el chasis debe ser ligero para permitir mejor manejo, pero por otra parte también debe ser suficientemente fuerte para soportar el kart entero y las fuerzas a las que esté sometido.

Antiguamente los chasis se rompían, ya que consistían en unas barras cortas que cruzaban unas con otras y no tenían ningún tipo de amortiguación para reducir los golpes a los que estaba sometido el kart en la aceleración, en las curvas y en la frenada. Gracias a la futura integración de un sistema de suspensión en el prototipo del presente proyecto, estos inconvenientes se reducirán de manera notable.

En la actualidad para reducir estos inconvenientes se tienden a utilizar barras más largas para el chasis, lo cual ofrece una mayor flexibilidad y permite moverse mejor en una gran variedad de terrenos, especialmente durante los giros. La mejor combinación para un kart es aquella que permite una gran tracción y es flexible.

A continuación se explican algunos conceptos importantes relacionados con el chasis que tendrán mucho que ver en su funcionalidad y a la hora del diseño: la rigidez, el equilibrio y la altura.

- Rigidez

Este concepto varía con respecto al prototipo del presente proyecto; ya que en los karts actuales la carencia de suspensiones hace que la rigidez del chasis sea un factor importante en la estabilidad y conducción del kart. Como principio básico, a menor rigidez corresponde mayor capacidad de flexionar y por tanto menor posibilidad de deslizamiento, más agarre. La tendencia suele ser la de aumentar el tamaño de los tubos y del diámetro del eje, y al uso de tirantes en el tren trasero para intentar compensar el aumento de agarre debido a los modernos neumáticos que, si bien permiten cada vez mejores apuradas de frenada, ocasionan frecuentes botes al tomar curvas.

El otro extremo serían los chasis muy rígidos pero pueden perder la capacidad de flexión para un óptimo agarre en piso deslizante. Por eso, en algunos recientes modelos de chasis se opta por una mayor capacidad de flexión (chasis blandos) de forma que para conseguir la rigidez necesaria en otras pistas se acude al uso de una cantidad creciente de barras estabilizadoras.

El uso de barras estabilizadoras adicionales en la parte delantera o trasera permitirá graduar el aumento de rigidez en cada eje. Muchas barras tienen una capacidad de ajuste de la tensión de acoplamiento para conferir una rigidez graduable, lo que posibilita realizar ajustes muy finos, para pilotos sensibles.

Este aspecto de rigidez en el caso del presente proyecto será más tratado en el diseño de la suspensión, ya que la instalación de un elemento amortiguante permite la regulación de la rigidez del vehículo directamente desde el sistema de suspensión; hablando entonces de mayor o menor rigidez la del elemento amortiguador.

Todos los reglajes a diferencia de los karts actuales, se realizarán en el sistema de suspensión o en las barras estabilizadoras.

Como resumen la receta práctica es; aumentar la rigidez para obtener mayor deslizamiento, disminuirla para mejor agarre.

Se exponen unos casos para entender mejor el concepto:

- a) El vehículo subvira por falta de agarre delantero (no responde al volante): Habrá que disminuir la rigidez de la parte delantera o quitar barras para mejorar el agarre delantero.

- b) El vehículo subvira por excesivo agarre trasero (el kart empuja): Habrá que aumentar la rigidez de la parte trasera o aumentar las barras.
- c) El vehículo sobrevira por falta de agarre trasero: Habrá que disminuir la rigidez del eje trasero o quitar barras para mejorar el agarre trasero.
- d) El vehículo bota en las curvas por excesivo agarre trasero: Habrá que aumentar la rigidez del eje trasera o aumentar las barras.

Estos casos prácticos serán de utilización cuando el vehículo este construido y en el asfalto para poder comprobar el real comportamiento del prototipo y poder hacer esta serie de reglajes dependiendo el objetivo.

- Equilibrio del chasis

Un chasis debe estar perfectamente equilibrado para poder constituir una plataforma adecuada. En un suelo totalmente plano debe apoyar las cuatro ruedas sin “cojear”. Como futuro vehículo de competición, a veces los apoyos constantes, los pasos por “pianos” (bordillos), etc. producen una cierta flexión permanente en el chasis o en los elementos de la suspensión. Hay que comprobar, en un suelo plano, las distancias de ambos ejes al suelo, en el lado derecho y en el izquierdo. Estas comprobaciones deberán realizarse periódicamente para mantener la seguridad del chasis.

- Altura del chasis

En parámetro permite además de la adecuación al estado del peso, dimensiones, presiones de los neumáticos o rigidez del amortiguador; variar la altura del centro de gravedad y reajustar, en general, el reparto de masas. Normalmente se tiende a mantenerlo tan bajo como sea posible y con las mismas alturas a derecha e izquierda.

La modificación de la altura del chasis por parte de los pilotos suele ser cuando el estado del pavimento lo requiere. Sin embargo la altura del chasis tiene más importancia de la que parece y también se puede emplear para ajustar el reparto de pesos y el agarre.

La altura del chasis se tomo inicialmente en unos 95 mm. desde el suelo; dicha altura inicial se modificará claro está en el momento de un aumento de peso en el chasis y más casos de transferencias de carga que será estudiados concienzudamente más adelante. La instalación de un sistema de suspensión hace a este parámetro de la altura de chasis importante, ya que el comportamiento y funcionalidad del vehículo en el momento de balanceo depende mucho de la altura de su centro de gravedad, centros de balanceo, etc.

Se comenzó el diseño de la estructura del vehículo acotando las dimensiones externas del chasis según la normativa específica de la categoría semejante a la del futuro prototipo. Anteriormente se vieron estas dimensiones en una tabla, teniendo acotado el contorno del chasis y la futura ergonomía del piloto, se procedió a dibujar el boceto de la planta del futuro chasis.

Definida la planta del chasis, se procedió al diseño de las alturas del propio chasis; se tuvo claro desde el principio que por seguridad se colocaría un arco de seguridad ante un posible vuelco, siguiendo la normativa de seguridad que marcaba las dimensiones mínimas y máximas de este arco.

Los otros puntos con altura serán los anclajes de los trapecios de dimensión, estos anclajes fueron diseñados posteriormente al diseño definitivo del cuadrilátero de suspensión; debido a que fue necesario conocer previamente la geometría de los trapecios para poder diseñar los anclajes en el chasis.

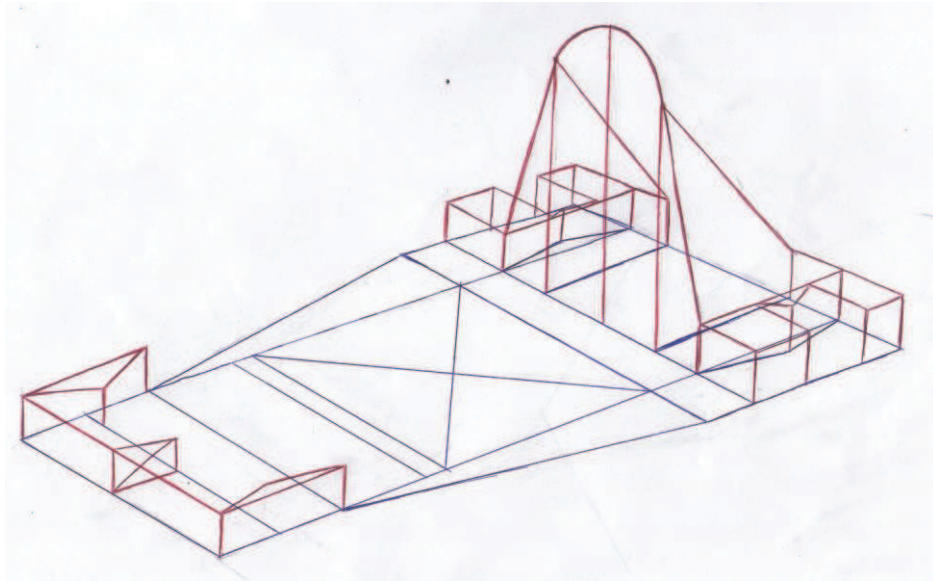


Imagen Boceto Estructura tubular (Chasis).

Teniendo el boceto definitivo del chasis los últimos pasos fueron la colocación de los elementos de sujeción del volante, grupo motopropulsor, asiento, etc.

En este apartado se han visto los resultados y objetivos del diseño del chasis. En el anexo de cálculos se podrá analizar más al detalle la sección y espesores necesarios para la estructura. Se paso del boceto de papel a un diseño en AutoCAD, posteriormente este diseño se importo al programa de elementos finitos donde se le aplicaron las cargas y esfuerzos para hallar la sección de los perfiles.

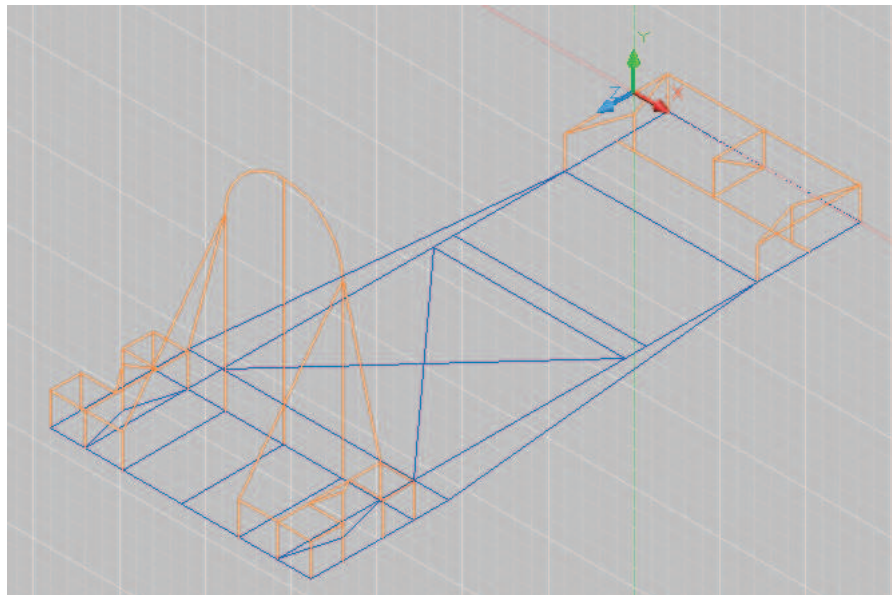


Imagen desde AutoCad. Estructura Tubular (Chasis).

Finalmente se reprodujo del diseño definitivo en el programa Catia para representarlo definitivamente en los planos.

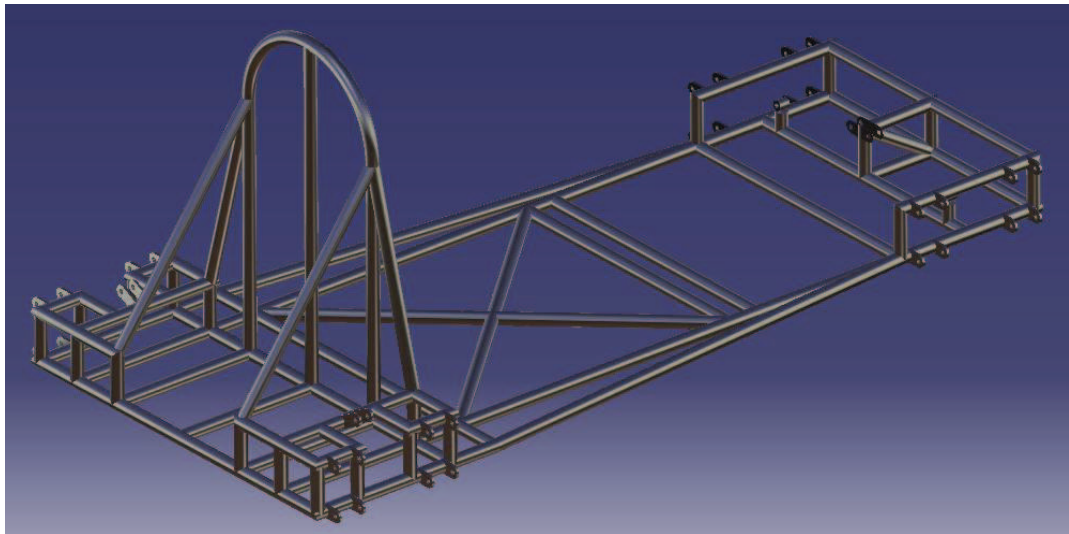


Imagen desde Catia V5. Estructura Tubular (Chasis).

4. Diseño de la suspensión

En los primeros pasos, aunque no de forma definitiva se deben determinar las fundamentales características del vehículo a proyectar, y dimensionar éstas según los criterios predestinados al uso posterior del vehículo, los cuales son la funcionalidad y en el futuro la competición.

En las primeras etapas del diseño del vehículo se centran sobre el sistema de suspensión del mismo, este elemento es la mayor novedad introducida en comparación con los vehículos semejantes en el mercado. Para el diseño del sistema de suspensión se ha realizado un estudio de los esquemas de suspensiones existentes y también se ha hecho una comparativa de todos ellos para poder determinar cuál sería el tipo de geometría más adecuada para este prototipo.

Siguiendo la estructura de los anteriores apartados primeramente se hará una breve explicación teórica, con ello comprender y situar mejor los conceptos del futuro diseño de suspensión.

4.1. Principios de Funcionamiento

Se define las suspensiones como mecanismos que unen el chasis con el conjunto de elementos rodantes, que son las llantas, los neumáticos, más todo el conjunto de las masas. Una definición más estricta diría, que son las cadenas cinemáticas que unen las masas suspendidas con las no suspendidas con finalidades determinadas. Como definición, las masas suspendidas son todas a aquellas partes del vehículo que se encuentran soportadas por los elementos elásticos y que no están en contacto con el suelo, por ejemplo el motor, chasis, carrocería, más todos los elementos que esta los contiene; y las masas no suspendidas serían todos los elementos que están en contacto con el suelo o que están relacionados a ellos.

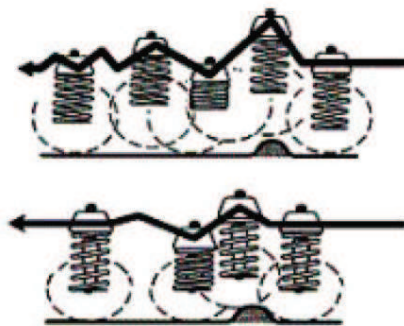
La función de las suspensiones es, a través de elementos elásticos, absorber las irregularidades del piso, evitando que sean transmitidas al piloto; gobernando el movimiento vertical de las ruedas, ya que a través de las mismas, determinan movimientos característicos, que deben estar de acuerdo con las deformaciones de los neumáticos. La suspensión soporta el peso del vehículo y su carga, aislando al piloto de los golpes e

irregularidades del camino y mantiene las ruedas en contacto con el suelo. Este trabajo es realizado principalmente por los elementos elásticos y los amortiguadores. Un elemento elástico es un dispositivo que al comprimirse almacena energía potencial elástica y retorna a su forma original después de ser modificada. En la suspensión de un vehículo los elementos elásticos están dispuestos entre el chasis y las ruedas. Cuando el vehículo encuentra desniveles en su trayectoria, el elemento elástico absorbe el golpe por medio de compresión y extensión. Un resorte comprimido, cuando se libera, genera movimiento oscilatorio, estirándose y comprimiéndose más allá de su punto de equilibrio o de reposo. Si bien cada compresión y extensión es menor a la anterior, este tipo de oscilación, en el caso de los vehículos, no es conveniente y puede tener una duración suficiente como para que el piloto la sienta e inclusive, afectar a la trayectoria del vehículo.

Existe un dispositivo encargado de contrarrestar estas oscilaciones, son los llamados amortiguadores. Aunque no son estos los que amortiguan los golpes sino, son los que están encargados en controlar el exceso de movimiento de los resortes. Están compuestos básicamente de un cilindro, parcialmente lleno de fluido hidráulico, y un pistón. El pistón se mueve a través de este fluido en respuesta al movimiento del resorte. Este posee agujeros calibrados o válvulas para permitir que el fluido sea forzado a pasar lentamente por ellos. Como los fluidos no son compresibles, estos agujeros o válvulas determinan la relación con la cual el pistón puede moverse y con la cual el resorte puede oscilar.

Al hablar de la geometría de una suspensión significa la manera como la masa no suspendida de un vehículo es conectada a la masa suspendida y semisuspendida. Esta conexión se realiza mediante varios brazos que permiten un movimiento aproximadamente vertical de la rueda respecto al cuerpo del vehículo controlado por los resortes y amortiguadores.

Cuando una carga adicional es localizada sobre los resortes o el vehículo encuentra una protuberancia en el camino, los resortes absorben la carga por compresión.



Resortes en movimiento

(Tomada de “Race car vehicle dynamics”, Milliken, W. F. & Williken, D.L. 1995)

4.2. Elasticidad

Un elemento elástico es un cuerpo que se deforma por una fuerza exterior que le produce esta deformación y la misma que se acumula como energía de deformación en el cuerpo, para que cuando deje de actuar esta fuerza exterior, el cuerpo retorne a su forma original. Estos elementos elásticos son los que soportan las masas suspendidas y gobiernan el movimiento vertical del chasis. Se puede decir que los elementos elásticos son los encargados de definir la constante elástica o dureza de funcionamiento del vehículo. En el

caso de las suspensiones existen varios tipos o configuraciones del elemento elástico o elementos de resorte.

Los resortes son vínculos flexibles que permiten un movimiento relativo vertical entre el chasis y las ruedas. Los resortes soportan el peso del vehículo, cargas dinámicas, y aerodinámicas, mantienen rígido el vehículo y absorben las protuberancias del camino.

Los diseños de resorte más usados actualmente son:

1. Resortes de espira
2. Resortes de hojas
3. Barras de torsión
4. Resortes de aire

Además existen elementos adicionales en las suspensiones definidos también como elementos elásticos, como es el caso de:

5. Barras estabilizadoras o antirolido
6. Topes o limitadores de recorrido

Antes de hacer una explicación conceptual de los componentes de la suspensión y de los tipos existentes de cada parte, se harán unas definiciones de la posible terminología a usar.

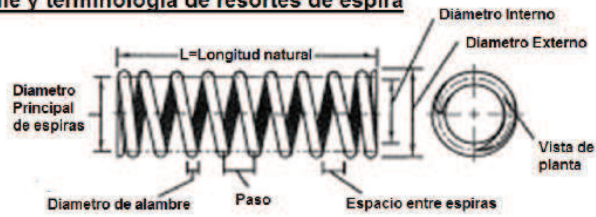
Terminología usada en el estudio de resortes:

- Rebote (bounce): Se refiere al movimiento vertical (hacia arriba y hacia abajo) del sistema de suspensión.
- Vaivén (jounce): Es el recorrido de la suspensión al comprimirse el resorte y el amortiguador.
- Constante del resorte (Spring rate): Es usada para medir la resistencia del resorte. Es la cantidad de peso que se requiere para comprimir el resorte una distancia dada.
- Masa o Peso Suspendido: Es el peso soportado por los resortes. Por ejemplo, la carrocería, transmisión, chasis y el motor también serían pesos suspendidos.
- Masa o Peso No-Suspendido: Es el peso que no es soportado por los resortes. Por ejemplo, las llantas, montaje de frenos, etc.

1. Resortes de espira:

Utilizan las propiedades elásticas de un alambre en torsión para producir una constante lineal del resorte. Son los más ampliamente usados para suspensiones independientes en el mundo de la automoción y son usados también en suspensiones de eje. La forma más común es la helicoidal en la cual el diámetro principal del resorte es constante. Son usados para trabajar a compresión o a tensión. La imagen de a continuación muestra la terminología usada y los extremos típicos que son usados para resortes de compresión.

Detalle y terminología de resortes de espira



Extremos típicos de resortes Helicoidales



Terminología y extremos típicos de resortes de espiras helicoidales
 (Tomado de “Manual on design and application of helical and spiral springs of Society of Automotive Engineers, 1990)

2. Resortes de hojas (ballestas):

El diseño de este tipo de resortes es considerablemente más complejo que el diseño de una barra de torsión o de un resorte helicoidal. Esto debido principalmente a que existen más variables de diseño.

Hay dos tipos de diseños:

- Multi hoja
- Mono hoja

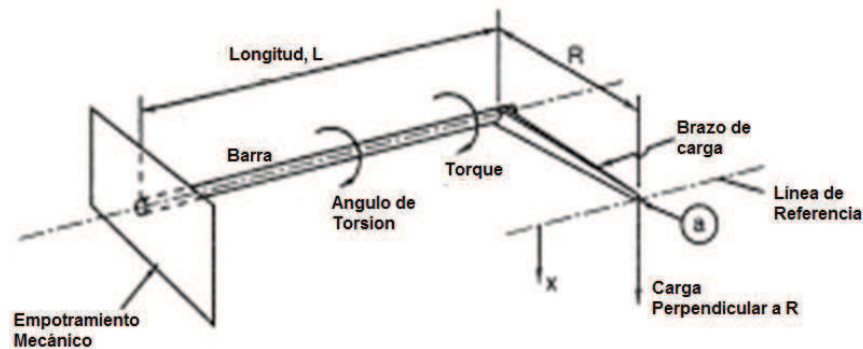
El diseño multi-hoja se muestra en la imagen de a continuación, es hecho de varias placas de acero de diferentes longitudes ensambladas juntas. Durante la operación las hojas se “aplanan” y deslizan una sobre otra permitiendo el movimiento de la suspensión. Es tipo de resortes son mas frecuentes en vehículos industriales, vehículos todoterreno y en remolques.



Resorte de hojas

3. Resortes de barra de torsión:

En una barra de torsión, son usadas las propiedades elásticas de una barra larga en torsión para producir un coeficiente lineal de resorte que es comparable con la de un resorte helicoidal. La carga del resorte es usualmente convertida a torque alrededor de la línea de centro de la barra por medio de un brazo en uno o ambos extremos. En la siguiente imagen se muestra la geometría básica de un resorte de torsión.



En la práctica la carga no siempre es perpendicular a R. La barra de torsión en sí misma puede tener diferentes secciones transversales, siendo la circular la más ampliamente usada junto con la ovalada y la rectangular.

4. Resortes de aire:

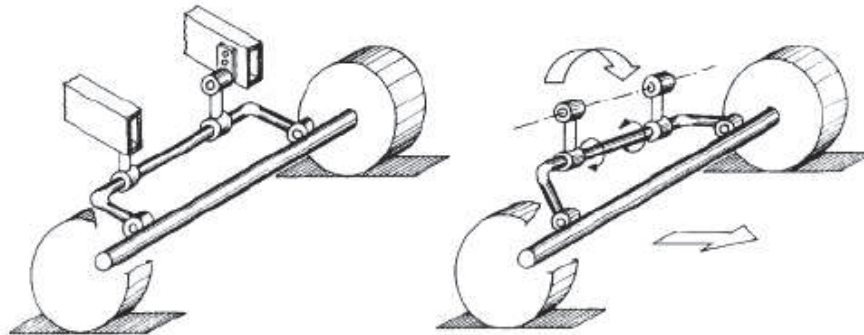
Los resortes de aire son otro tipo de resorte que es muy popular en camiones livianos y pesados. El resorte de aire como se ve en la imagen es un cilindro de caucho llenado de aire comprimido. Un pistón ligado a uno de sus extremos conectado a la estructura de la suspensión se mueve hacia arriba y hacia abajo. Esto causa la compresión del aire para brindar la acción de resorte. Si el vehículo cambia de carga, una válvula en la parte de arriba de la bolsa de aire abre para liberar o adicionar aire. Un compresor a bordo supe de aire al sistema.



Geometría básica de un resorte de aire.

5. Barras estabilizadoras o antirolido

Las barras antirolido son dispositivos que, como su nombre lo indica, evitan el rolido del chasis o rotación del chasis al momento de enfrentar una curva. Esto lo logran a través de vincular ambas suspensiones de un mismo tren, por un mecanismo que hace trabajar a la barra a la torsión. Las barras antirolido solo trabajan durante el rolido del chasis, aportan rigidez y gobiernan la frecuencia de rolido del chasis, no aportan rigidez a la suspensión. Se debe hacer una consideración a las barras antirolido, que al ser muy rígidas, limitan el recorrido de la suspensión a sus posiciones extremas, cuando las ruedas estén trabajando alternadamente.



Barra Estabilizadora

6. Topes de suspensión o limitadores de recorrido

Son dispositivos que limitan el recorrido de las suspensiones, sin que estas tengan que toparse físicamente entre dos metales y llevar el valor de la suspensión instantáneamente a un valor infinito. Están contruidos de goma sintética, generalmente de un material llamado celasto. Se los fabrica también de poliuretano. A diferencia de un resorte, donde el comportamiento es lineal, estos topes son progresivos y a medida que se comprimen van tomando cada vez un valor mayor. Su recorrido de regreso a su posición de descarga total, es diferente a su recorrido de compresión.

Los topes o limitadores únicamente trabajan en las posiciones extremas de la suspensión y debe evitarse el contacto de los mismos en el recorrido normal de las suspensiones.

4.3. Masas Suspendidas y No suspendidas

Cuando se define las masas suspendidas y no suspendidas, se define la diferencia de posición de las mismas. Si bien la masa total del vehículo es la suma de las dos, la diferenciación de las mismas permite realizar definiciones y cálculos que son de gran importancia.

Masas Suspendidas:

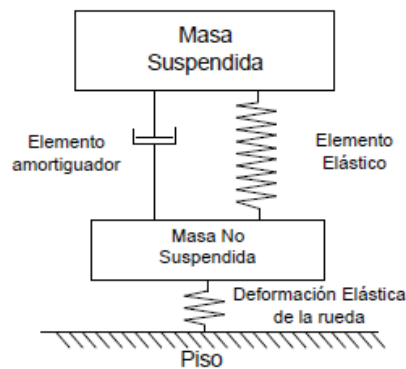
Es una porción del total del peso de vehículo, la cual está soportada por los elementos elásticos de suspensión. Esta incluye todos los elementos que se encuentran suspendidos y no tienen contacto con el suelo, por ejemplo, chasis, motor, combustible, caja de cambios, etc.

Masas No Suspendidas:

Es una porción del total del peso de vehículo, la cual no está soportada por los resortes de suspensión. Está compuesta por las ruedas, neumáticos, masas, porta masas, calipers o mordazas de freno y discos de freno, más, aproximadamente el 50% del peso de los brazos de suspensión, ejes de transmisión, resortes y amortiguadores. La masa no suspendida será la cual el amortiguador debe mantener en control y mantenerla en contacto con el suelo. La masas no suspendidas deben ser lo más ligeras posible, pues son las que se mueven hacia arriba cuando la

suspensión encuentra un desnivel en el piso. Como la aceleración hacia arriba que esta sufre es muy alta en caso de subirse a un piano del circuito, alcanza hasta los 10g en casos excepcionales, pues un desnivel violento es un cambio casi instantáneo de una posición a otra, y deben ser lo más baja posible, o lo más ligera, para entenderlo mejor, pues con tan alta aceleración que recibe la suspensión, la fuerza inercial que se genera es directamente proporcional a la aceleración que recibe, esta fuerza es tan grande que obliga a usar espirales y amortiguadores de valores mayores de los que serían necesarios.

Esta es la causa porque en los vehículos de competición se utilizan materiales tan ligeros para las suspensiones. Por ejemplo, en el caso de formula 1, el peso de las masas no suspendidas no supera el 10% del peso total del vehículo. Si conocemos que un vehículo de formula 1 actual, está entre los 650-690 kg de peso, las masas no suspendidas totales no superan los 60 kg. En el caso de los vehículos para todo terreno las masas no suspendidas no son tan ligeras, pues deben afrontar esfuerzos mucho más elevados por los desniveles del terreno.

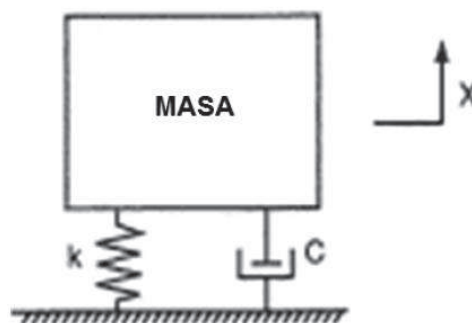


Esquema Masas suspendida y no suspendida

4.4. Amortiguador

Si la suspensión fuera equipada únicamente con un resorte, este rebotaría hacia arriba y hacia abajo varias veces después de cada resalto. Cuando se comprime debido a un resalto, una suspensión requiere una manera de disipar la energía que es almacenada en el resorte. El amortiguador es un aparato que disipa la energía (en forma de calor) y mantiene la suspensión controlada al rebote.

Las ideas básicas del sistema de amortiguación las ilustra la siguiente figura.

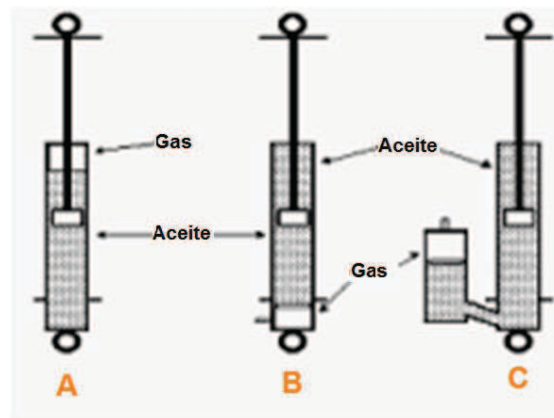


En este sistema hay tres fuerzas las cuales gobiernan el comportamiento dinámico:

1. La fuerza inercial: es debida a la aceleración de la masa la cual es función de la masa y la aceleración.
2. La fuerza de amortiguamiento: es una función de la velocidad a través del amortiguador y el coeficiente de amortiguamiento “C”.
3. La fuerza del resorte es una función del desplazamiento del resorte y la constante del resorte.

A continuación se explica brevemente los tipos comunes de amortiguadores, para posteriormente poder elegir el futuro amortiguador y resorte.

1. De contenido de aceite: Es el más común de los amortiguadores. Este tipo es usado en suspensiones de vehículos y de motocicletas. Muchos amortiguadores tienen constantes de resortes y de amortiguamiento variables. Muchos amortiguadores de aceite tienen pequeñas cantidades de amortiguamiento de compresión y mucha más cantidad de amortiguamiento de rebote lo cual significa que el amortiguador se mueve fácilmente cuando este se comprime para absorber un resalto, y luego suavemente para relajar la energía almacenada por el resorte.
2. Cargado de gas: Hay amortiguadores equipados con gas, típicamente nitrógeno. Esos amortiguadores tienen un pistón extra en el fondo del cilindro del amortiguador con aceite la cabeza y gas a alta presión por debajo de esta. Generalmente se usa nitrógeno de 30 a 300 psi (2,07-20,68 bar) para que el aceite no combustione con el gas.
3. De tanque de reserva: La reserva de este tipo de amortiguadores es usada con el fin de ayudar a disipar mejor el calor.



4.4.1. Conjunto Muelle-Amortiguador

Se pudo conocer los diferentes elementos de los que consta el elemento amortiguador de un sistema de suspensión.

A continuación se analizará el tipo de amortiguador elegido, características y dimensiones.

Existen en el mercado fundamentalmente dos tipos de amortiguadores hidráulicos telescópicos. Los de doble tubo o bitubo y los de un solo tubo o monotubo.

Se analizará el caso de amortiguador escogido para el sistema de suspensión. El tipo de amortiguador escogido es de doble tubo (Twin Tube). Son los más comunes en la actualidad. A su vez los hay de dos tipos. No presurizados (aceite) y presurizados (con

aceite y gas). Constan de dos cámaras: una llamada interior y otra de reserva. Hay válvulas en el pistón y en la base del amortiguador, llamada válvula de pie.

Para el modelo utilizado se eligió presurizado, es un tipo de configuración empleada hoy en día en la mayoría de vehículos cuando se busca mejorar las prestaciones de los amortiguadores de doble tubo convencionales. La solución consiste en añadir una cámara de gas de baja presión. 4 bares es una presión suficiente, ya que la fuerza amortiguadora en compresión la sigue proporcionando la válvula de pie. De esta forma la fuerza de extensión realizada por el amortiguador en su posición nominal es baja.

Sus ventajas respecto de los no presurizados son las siguientes:

- Respuesta de la válvula más sensible para pequeñas amplitudes.
- Mejor confort de marcha.
- Mejores propiedades de amortiguación en condiciones extremas (grandes baches).
- Reducción de ruido hidráulico.
- Siguen operativos aunque pierdan el gas.
- Respecto a los amortiguadores monotubos, los de doble tubo presurizados tienen la ventaja de tener una menor longitud y fricción para las mismas condiciones de operación.

Se explica a continuación el modelo específico elegido; se optó por un amortiguador ÖHLINS T36PR1C1LS de una Honda CBR1000RR (2008-2010). Este producto es la culminación de tres décadas de competir en el campeonato del mundo de motociclismo y de más de 100 títulos mundiales.

- Características altas y el amortiguar de poca velocidad de compresión y de rebote; todos los ajustes son independientes.
- Permite una amplia gama de ajustes, se puede adaptar a todos los tipos de pistas y condiciones.
- Todos los cambios de ajuste de precarga y rebote no afecta el flujo de aceite desde el pistón de amortiguación, la varilla de pistón choque o volumen de desplazamiento de aceite.
- Compresión fuerzas de amortiguación son únicos, a diferencia de un choque convencional, la compresión no es causado por una caída en la presión en el lado de rebote del pistón, sino que es causada por un aumento de la presión en el lado de compresión.
- Esto reduce la cavitación y hace gas a alta presión en el depósito de choque innecesario, mantener las presiones internas en la unidad de choque en un mínimo.
- Amortiguador con botella de gas adosada “Piggyback”, este tipo de depósito de descarga y enfriado que le da al aceite de choque para una amortiguación más consistente y alargó de la vida del amortiguador.
- Pistón del amortiguador, diámetro de 36 mm.
- Amortiguador ajustable en extensión.
- Amortiguador de compresión ajustable. Ajustador de la rueda o la ranura en el depósito de longitud ajustable.

Estas son las características del modelo de amortiguador ÖHLINS T36PR1C1LS, a parte de las características anteriores el modelo tiene unas características más específicas relacionadas con el código del amortiguador (T36PR1C1LS).

A continuación gracias al catálogo del fabricante se pudo comprender el código del producto, el cual se analiza se rodeó con círculos rojos las características del amortiguador en la siguiente tabla:

Código T36PR1C1LS.
 Código del fabricante.



Posición 1	CUERPO AMORTIGUADOR
	Tipo S Amortiguador Monotubo Tipo T Amortiguador doble tubo (Twin tube)
Posición 2+3	DIÁMETRO PISTÓN
	28 Diámetro pistón 28 mm 36 Diámetro pistón 36 mm 44 Diámetro pistón 44 mm 46 Diámetro pistón 46 mm 50 Diámetro pistón 50 mm
Posición 4	TIPO AMORTIGUADOR
	E Amortiguador de emulsión sin pistón D Amortiguador Monotubo con pistón interno de alta presión P Amortiguador Monotubo con botella gas adosada "Piggy Back" H Amortiguador Monotubo con botella gas separada con latiguillo
Posición 5 y Posteriores	FUNCIONES
	Q1 Amortiguador PDS Q2 Amortiguador con doble pistón R1 Ajuste extensión "Rebote" R2 Ajuste extensión, 2 vías R3 Ajuste extensión, CES C1 Ajuste Compresión C2 Ajuste Compresión 2-vías C3 Ajuste Compresión, CES L Regulable altura S Precarga Hidráulica B Precarga Hidráulica integrada W Amortiguador sin muelle

Tabla Código del Fabricante. Catálogo Öhlins 2011.

Este será por tanto el amortiguador utilizado; en elemento de resorte será un muelle helicoidal colocado exteriormente alrededor del amortiguador en este modelo. Se puede ver el diseño del conjunto Muelle – Amortiguador en el programa de diseño Catia V5.

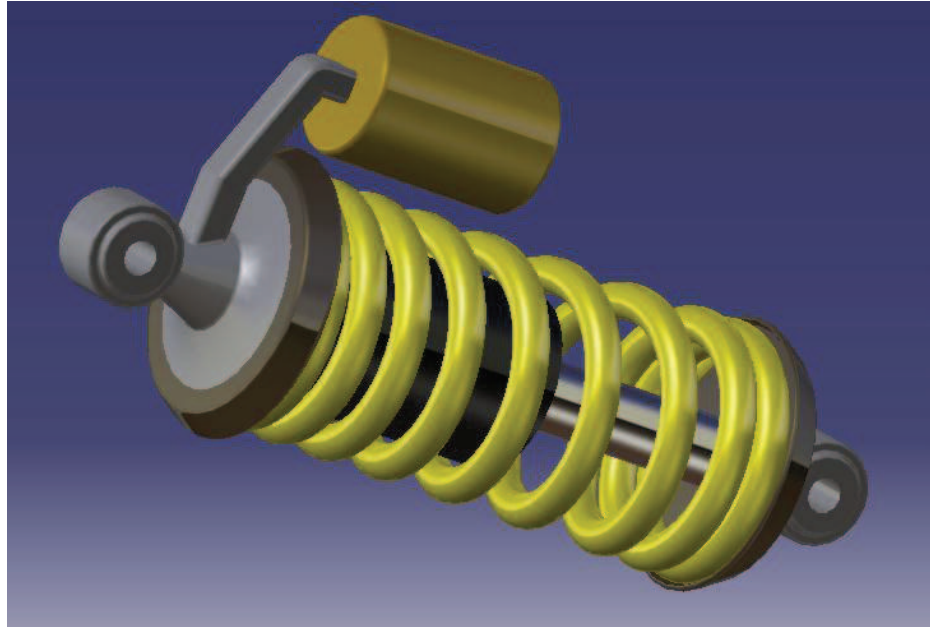


Imagen desde Catia V5. Conjunto Amortiguador.

Como se explica en el anexo de cálculos se requiere unos resortes especiales para el eje trasero y delantero respectivamente. Es necesario variar la rigidez del resorte para cada eje, para el eje delantero una rigidez de 120 N/mm y una rigidez de 180 N/mm para el eje trasero.

Fue necesario por tanto la localización de dos resorte diferentes para montar en el amortiguador, la empresa Suspensiones HRG, S.L. Importador Oficial Öhlins fue la empresa que facilitó los resortes para el conjunto amortiguador; en la tabla de a continuación se pueden observar las características de cada resorte.

	Referencia	Longitud	Diámetro Interior	Diámetro Exterior	Diámetro Hilo	Dureza/Rigidez
Medida		mm.	mm.	mm.	mm.	N/mm.
Eje Delantero	21040-44Y	160	51 – 53	74 – 76	10,25	120
Eje Trasero	21040-54Y	160	51 – 53	75 – 77	12	180

Tabla Resortes. Empresa Suspensiones HRG, S.L.

4.5. Estudios de alternativas

4.5.1. Tipos de suspensión

Con el concepto de suspensiones se indica genéricamente al conjunto de órganos mecánicos que en un vehículo unen las ruedas a la estructura principal, uno de los objetivos del presente proyecto fin de carrera es la integración de estos componentes; la integración de un sistema de suspensión a un chasis del mundo del karting.

Este prototipo se diseño para su utilización en circuitos de campeonatos nacionales e internacionales, para la optimización del trazado del circuito y por supuesto para el disfrute, comodidad y seguridad de los pilotos. Si la carretera, o en cualquier caso la superficie sobre la que se mueven los vehículos, fuera perfectamente nivelada y lisa, la unión rueda-coche podría simplificarse y ser, en el límite, rígida, en el sentido de que el eje sobre el que gira la rueda podría estar fijado directamente sobre el bastidor. Esto tiene lugar en muchas máquinas de obras públicas y agrícolas, dado que la marcha sobre carretera se efectúa a velocidad muy baja y se considera suficiente confiarse a la flexibilidad de los neumáticos para no transmitir las solicitaciones al vehículo.

Pero claro los asfaltos del circuito nunca son perfectamente lisos y presentan una superficie irregular, con asperezas de algunos centímetros e incluso pianos que hay que sobrepasar para optimizar el trazado. Aunque en el campeonato actual los vehículos no son diseñados con un sistema de suspensión, en este presente proyecto se fijo como novedad la integración de un sistema de suspensión a los presentes chasis del mundo del karting; con esto conseguir mejorar la conducción y esfuerzos del piloto y por supuesto la insuficiente amortiguación de los neumáticos de las irregularidades del terreno. Por tanto, se vio que los vehículos deben estar provistos de dispositivos de unión ruedas-bastidor capaces de asumir estas funciones: la elasticidad, es decir la unión elástica para absorber y transmitir suavemente las asperezas y obtener el necesario confort de marcha; el frenado de la elasticidad, desarrollado por los amortiguadores, que sirve para amortiguar las oscilaciones producidas por la elasticidad de la suspensión, y, finalmente, aquella serie de órganos que, con una particular disposición de los puntos de anclaje, permiten controlar los movimientos verticales de las ruedas para que la trayectoria de marcha se acerque lo más posible a la deseada por el piloto.

Por estos motivos, este prototipo no podría confiar estas importantes funciones exclusivamente a los pequeños neumáticos, por blandos que fuesen. Si el neumático no puede asumir todas las funciones de una suspensión, cabe la posibilidad de preguntarse cómo es que los automóviles, a diferencia de los trenes, no tienen ruedas con forros de hierro, sin caucho. La respuesta es evidente en un circuito de competición, y es que la función fundamental del neumático es aumentar enormemente (en todas las posibles condiciones que pueda haber en un circuito) la adherencia entre el neumático y el terreno.



Absorber la rugosidad

Envolver obstaculos

Suspensión primaria

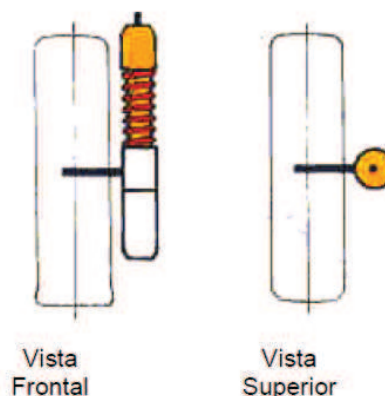
A parte de esta respuesta evidente, secundariamente, existen las funciones de absorber las asperezas más pequeñas y conservar silenciosa la marcha del vehículo. Los trenes, en cambio, no tienen necesidad de una adherencia particular en las curvas, ya que las ruedas son guiadas por los rieles (sin embargo, para la adherencia longitudinal es necesario que las ruedas estén fuertemente cargadas).

En los esquemas primitivos los tipos de suspensión existentes no preveían suspender cada rueda independientemente del habitáculo, sino de dos en dos. Entonces optaban por la solución de dos ejes rígidos (dependientes) unidos al bastidor del vehículo mediante ballestas longitudinales o transversales, faltaban los amortiguadores verdaderos. Inconvenientes que consistían en la inestabilidad de marcha y en la dificultad de conducción en terrenos irregulares, los cuales no se quiso que fueran impedimentos para los futuros pilotos. Por tanto se optó por un sistema de suspensión de ruedas independientes, en general, este tipo de suspensión tienen un ligero mayor coste industrial, pero se comprobó que la mejora en el confort y conducción era notable.

En particular, las ruedas independientes se pueden dividir así:

- De movimiento telescópico

Consisten en una guía cilíndrica vertical sobre la cual se mueve el pivote, permitiendo el vaivén vertical de la rueda. Con el vehículo en asentamiento plano, las ruedas mantienen un ángulo constante respecto al terreno, y la traza del neumático describe un segmento vertical manteniendo constante la anchura de vía.

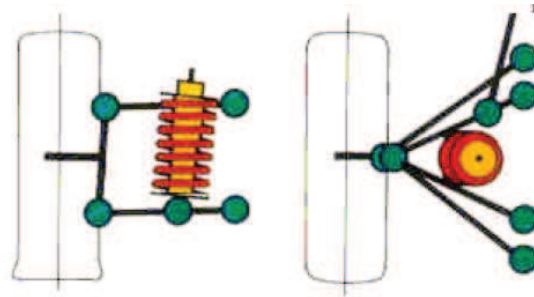


De Movimiento Telescópico.

- De cuadrilátero deformable

Las más difundidas, comprendiendo dos brazos formados por uno o más elementos colocados sobre dos planos transversales, unidos mediante rótulas al lado del bastidor y con el montante en el lado de la rueda. Para la construcción de éstos se emplea generalmente la chapa de estampación, pero en muchos casos se hace uso de elementos de acero forjado; raramente se usan aleaciones ligeras.

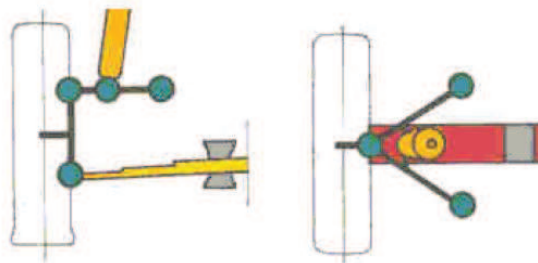
En función de la disposición y de los ángulos geométricos característicos de los brazos se pueden obtener sacudidas con variación controlada tanto de la huella del neumático como de los ángulos de la propia rueda respecto al terreno irregular que se pueda encontrar el vehículo a su paso.



Vista
 Frontal

Vista
 Superior

Cuadrilátero Deformable con muelle helicoidal y barra Estabilizadora.



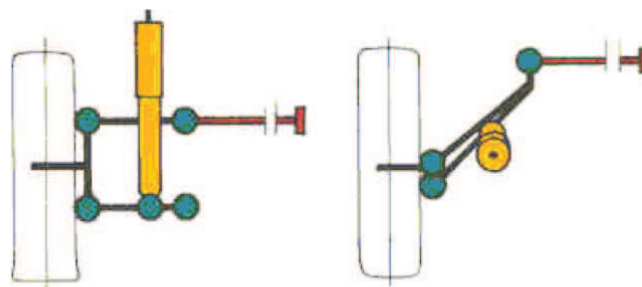
Vista
 Frontal

Vista
 Superior

Cuadrilátero Deformable con elemento inferior de ballesta.

- De brazos longitudinales paralelos

Están formados por dos bielas con eje de rotación transversal y oscilante sobre el plano longitudinal. Los extremos de las bielas están unidos entre sí con el montante de la mangueta. Todos los elementos están construidos con acero forjado. La geometría es similar a la del tipo telescópico, salvo que existe una pequeña variación de la batalla, dado que la traza del neumático describe, sobre el plano longitudinal, un arco de circunferencia.



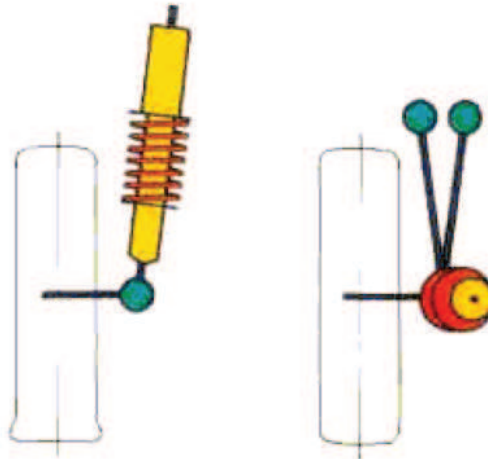
Vista
 Frontal

Vista
 Superior

Suspensión de brazos longitudinales paralelos.

- De brazo longitudinal sencillo

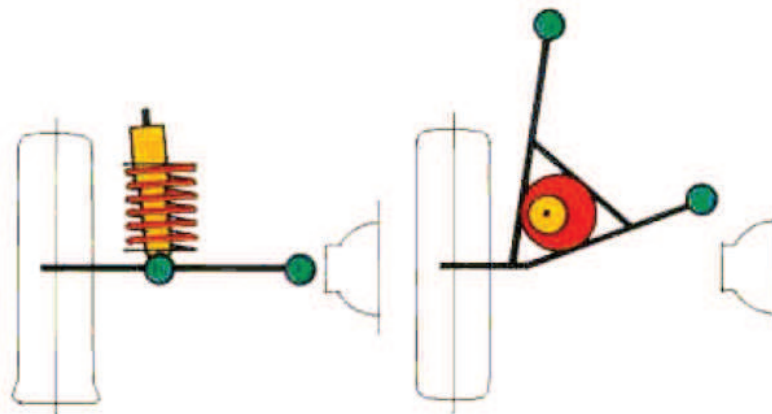
Se trata de una simplificación de la suspensión de brazos paralelos y está representada por el brazo longitudinal, único, también de estampación o de fundición. Para las ruedas directrices, esta suspensión tiene la desventaja de hacer variar el camber durante el viraje y el cáster durante los rebotes de las ruedas. Desde el punto de vista de las prestaciones es similar a la de brazos paralelos o bien a la telescópica.



Suspensión de Brazo Longitudinal Sencillo con muelle helicoidal.

- De brazo compuesto y eje oblicuo de rotación

Es una disposición entre el brazo longitudinal sencillo y un brazo transversal. Formado casi siempre de una V en planta, con articulaciones cuyos ejes forman un ángulo oblicuo respecto al eje transversal del coche; permiten una recuperación del camber, pero dan variación del cáster con las sacudidas de la rueda.

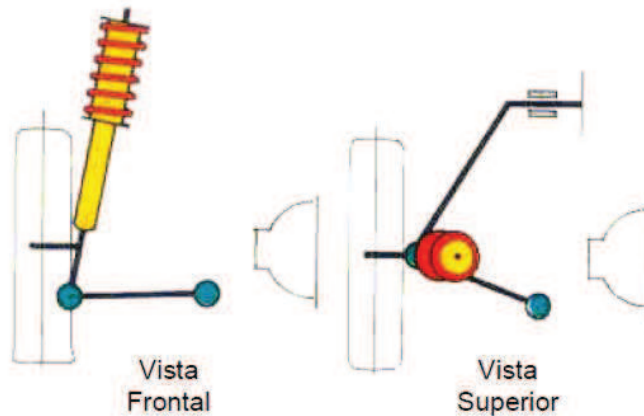


Suspensión de brazo compuesto y eje oblicuo de rotación.

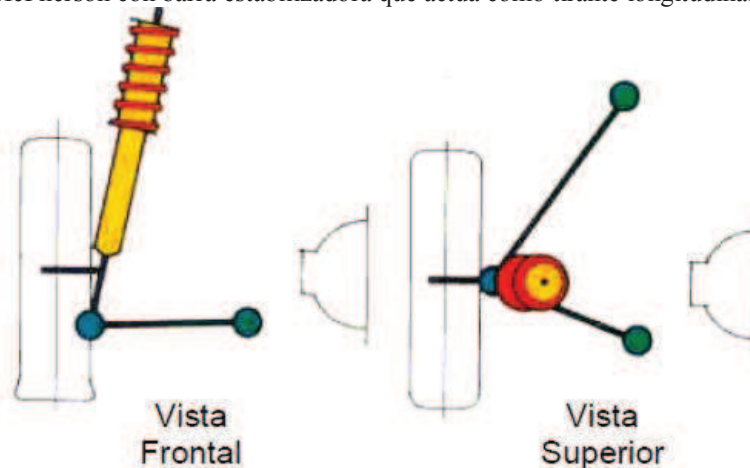
- McPherson

La más reciente, representa una variante geométrica del tipo de brazo transversal, solo que el brazo superior consiste en una guía telescópica con una rotula en el extremo de la misma. Esta guía telescópica es utilizada generalmente para combinar la elasticidad y el amortiguamiento con un grupo integrado muelle-amortiguador.

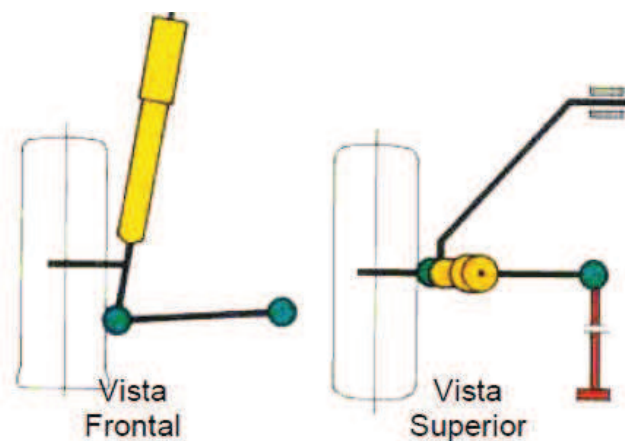
Suspensiones tipo McPherson.



McPherson con barra estabilizadora que actúa como tirante longitudinal.



McPherson con tirantes inferiores transversales y longitudinales articulados.



McPherson con muelle de barra de torsión y barra estabilizadora.

4.5.2. Elección del Tipo de Suspensión

Después de conocer un poco más todos los tipos y estructuras de la suspensión de ruedas independientes se tiene que evaluar las propiedades de cada tipo de suspensión que se va a diseñar; su comportamiento, su movimiento, limitaciones, estructura, etc., para así poder decidir cual será el tipo de suspensión más idóneo para el diseño del prototipo. Se tiene claro que no existe un tipo de suspensión, el cual, reúna todas las características para un tipo específico de vehículo, por esa razón se debe evaluar los factores más importantes para este caso puntual, para así definir cual será el mejor sistema.

El primer parámetro que se debió analizar es, el recorrido de suspensión. Por requerimientos del vehículo se debe tener en cuenta que el prototipo circulará en circuito, las irregularidades no serán exageradas y debe tener un confort y dureza alto; por tanto se debe tener un pequeño recorrido de la misma. Este será uno de los factores principales para poder hacer la selección. Como requerimiento se tiene un recorrido limitado por la estructura del vehículo y sus requerimientos de funcionamiento, conseguir este recorrido demanda un sistema específico, el cual pueda moverse esta distancia sin inconvenientes, mantener el control del vehículo en todas las condiciones de terreno, además que se pueda conseguir sin grandes complicaciones de diseño ni de construcción, ya que tenemos una serie de limitaciones de estructura. Por esta razón al evaluar el recorrido de suspensión, deber pesar en la selección el 25%.

El siguiente parámetro importante para la selección del tipo de suspensión es, la maniobrabilidad y estabilidad de marcha. Por su misma construcción, no cuenta con un sistema de suspensión de los diseños semejantes en el mundo del karting, por tanto se ha debido tener en cuenta muy en cuenta este parámetro; controlar las variaciones de los ángulos característicos de las ruedas conforme trabaja. Por ejemplo, al estar en reposo tiene un cierto ángulo de cáster y convergencia, pero a medida que se comprime o expande la suspensión, estos cambian notoriamente, por lo que el vehículo al encontrar obstáculos, se hace poco estable y difícil de controlar. Con respecto a la compensación del ángulo de camber mientras afronta un obstáculo hay que tenerlas en cuenta para situaciones de manejo extremas para el paso por curva que requiere el vehículo. Por esto se debe valorar a la maniobrabilidad y estabilidad de marcha con un 30%.

Otro parámetro importante para la selección del tipo de suspensión es, la estructura y la estética del sistema de suspensión. Se sabe que el vehículo va a estar limitado por reglamento a unas dimensiones determinadas, la estructura de la suspensión no puede tener mucha altura ya que en el diseño limita en alto grado la altura del chasis; se debe conseguir la mínima resistencia al avance y como factor importante el centro de gravedad del conjunto se debe colocar lo más bajo posible para la mejora del comportamiento del vehículo. Se podría obtener un comportamiento muy similar, si se compara varios tipos de sistemas de suspensión, pero al diseñarlos y construirlos, estarían desproporcionados en comparación al vehículo donde se los va a implementar. Para el caso específico del vehículo tipo karting, en donde los sistemas de suspensión están a la vista, es importante este factor. Por lo que para la selección será un factor importante que debe ser del 25%.

Se sabe que el peso en un sistema de suspensión es también importante, más aun si el vehículo estará enfocado al mundo de la competición. Dentro de este mismo parámetro tendremos en cuenta para la selección se valora estos parámetros con el 10%.

Por motivos de la competición, de puesta a punto del vehículo y del reglaje para cada circuito es necesario también hacer referencia a las regulaciones que se puede obtener con cada tipo de suspensión. La regulación de los ángulos característicos de la rueda deber ser un 5% de la importancia en la selección.

Como último factor se evaluará la resistencia, factor dentro de lo que cabe no muy importante por este vehículo estará expuesto a tipos de superficies, en especial, circuitos outdoor, donde el enfrentarse con grandes obstáculos o golpes no es nada común, aunque sí estará expuesto a un manejo extremo. Este parámetro por tanto se le da un peso del 5%.

Conociendo el valor que tienen los parámetros más importantes para la selección del sistema para nuestro prototipo, se realizó una tabla para calcular las puntuaciones máximas totales para cada tipo de suspensión y con ello elegir el sistema de suspensión final. La puntuación se la realizará del número 0 al número 5, en donde 5, es el máximo de ese parámetro, y el número 0, será nulo.

SELECCIÓN DEL TIPO DE SUSPENSIÓN								
Puntuación: 0 al 5.								
	RECORRIDO DE SUSPENSIÓN (25%)	MANIOBRABILIDAD Y ESTABILIDAD (30%)	ESTRUCTURA Y ESTÉTICA (25%)	PESO (10%)	REGULACIÓN DE ÁNGULOS CARACTERÍSTICOS (5%)	RESISTENCIA (5%)	PUNTUACIÓN TOTAL	SELECCIÓN
Suspensión de Movimiento Telescópico	4	3	1	5	1	3	2.85	NO
De cuadrilátero deformable	5	4	4	3	4	5	4.2	SI
De brazos longitudinales paralelos	2	1	4	4	2	5	3.35	NO
De brazo longitudinal sencillo	2	1	3	5	1	3	2.25	NO
De brazo compuesto y eje oblicuo de rotación	4	2	3	1	4	5	2.9	NO
McPherson	4	4	3	4	3	3	3.65	NO

Aunque los parámetros analizados no sean todos los que caracterizan a un tipo de suspensión, se realizó la selección tomando en cuenta los requerimientos del futuro prototipo y sus dimensiones.

Por medio de la anterior tabla de selección del tipo de suspensión, se ha determinado que el tipo de suspensión más apropiado para el prototipo tipo karting corresponde a una Suspensión de Cuadrilátero Deformable.

4.6. Análisis de la Suspensión Cuadrilátero Deformable

4.6.1. Parámetros geométricos involucrados en el Sistema Suspensión y Dirección

Por geometría del tren delantero y del tren trasero se entiende el conjunto de las dimensiones características que definen la posición relativa entre las ruedas delanteras y traseras, terreno y carrocería del vehículo.

Para el futuro prototipo el tren delantero debe asegurar la posibilidad de cambio de dirección y garantizar, junto con el sistema de suspensión, la absorción de las irregularidades del camino, tanto en el agarre en el circuito como para el confort de piloto.

Para conseguir un desgaste regular de la banda de rodadura de los neumáticos, sería necesario que los neumáticos, al efectuar esta conducción extrema, permaneciesen perfectamente perpendiculares al plano de la calzada y orientados según la tangente a la trayectoria. En realidad, existen numerosos factores que impiden que se cumpla rigurosamente dicha condición.

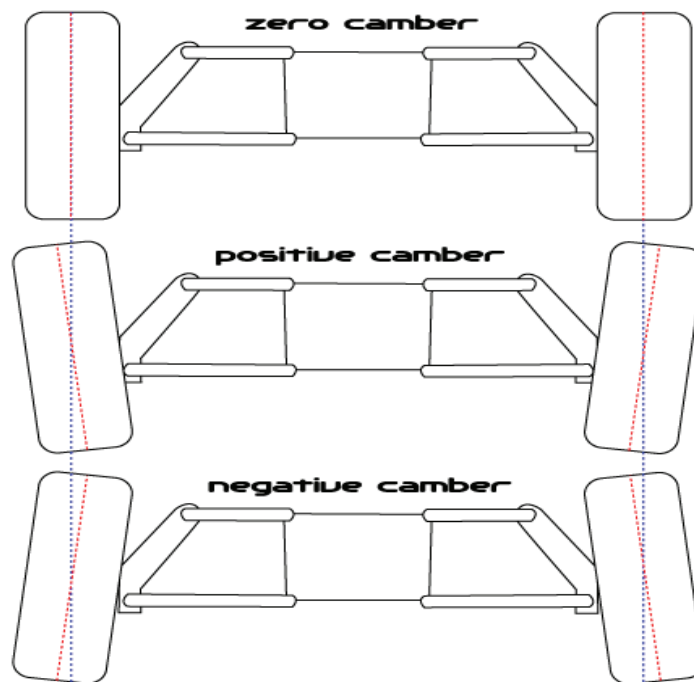
- La cinemática del movimiento relativo rueda-carrocería, debida al tipo de suspensión adoptado, influye sobre la posición de la rueda respecto al terreno al variar el equilibrio del vehículo;
- La dirección debe estar dotada de retorno a la posición de marcha rectilínea, para que, con su endurecimiento al crecer la desviación, el piloto tenga la sensibilidad de la posición de las ruedas directrices;
- La deformación de los neumáticos bajo el efecto de las fuerzas laterales y longitudinales necesita unos ángulos de corrección sobre la posición del plano ecuatorial de la rueda.

La determinación de la geometría de la suspensión ha sido el resultado de un compromiso entre las exigencias funcionales y la necesidad de limitar los desgastes de los neumáticos que se producen como consecuencia de las desviaciones de la posición teórica.

Para ello se analizó previamente los elementos que se tiene a disposición para elegir la geometría de la suspensión, que son: los ángulos de las ruedas (camber y convergencia); los ángulos de la mangueta (incidencia e inclinación), y la forma (longitud, inclinación y puntos de fijación) de los brazos de la suspensión. Se explica a continuación alguno de estos elementos y la influencia de los mismos.

- Ángulo de Caída (o Camber)

Es el ángulo que el plano medio de la rueda forma con la vertical al terreno; se mide en grados y, convencionalmente es positivo, cuando los planos medios de las ruedas convergen hacia abajo, y negativo, cuando convergen hacia arriba.

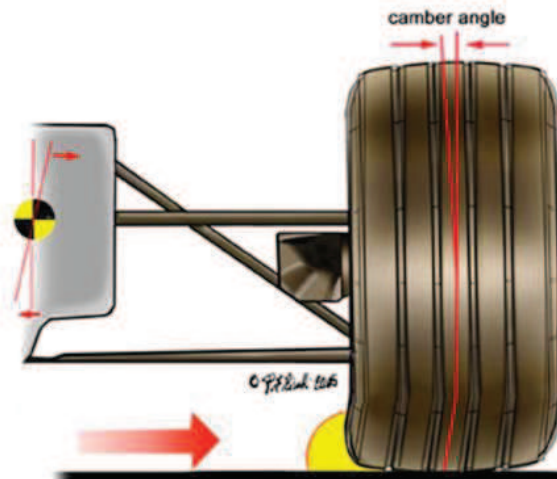


En los vehículos actuales, al reducir por otra causa el radio de rodadura, se adoptan generalmente valores del ángulo de camber próximos a cero, para evitar desgastes asimétricos del neumático. Se adoptan valores considerables del camber (negativos), para mejorar la adherencia del neumático en las curvas, cuando la estructura especial de la suspensión adoptada ocasiona inclinaciones positivas durante la deriva.

En las suspensiones de cuadrilátero, dichas variaciones dependen principalmente de las relaciones entre los dos lados del cuadrilátero y de la disposición de sus fijaciones en el chasis.

Para el futuro prototipo este ángulo fue uno de los principales para comenzar el diseño geométrico de la suspensión. Se marcaron como premisas, primeramente que el ángulo de camber tuviera un valor negativo en la posición de reposo, con un valor comprendido entre $2,5^\circ$ y $3,5^\circ$; ya que el vehículo estará destinado a la competición y la conducción extrema, con ello se mejorará la adherencia en curva. Seguidamente se tuvo en cuenta que en todos las posibles geometrías de la suspensión, en ángulo del camber no debe variar mucho en el recorrido de la suspensión.

Las gomas del neumático se deforman cuando se les aplican fuerzas muy elevadas, como las que sufrirá cuando el prototipo de competición entre a toda velocidad en una curva de apoyo. Recordemos que los neumáticos son el único punto de apoyo que tiene el coche con el asfalto, y que por lo tanto tienden a tener un agarre bastante bueno. Ese agarre siempre supera a las fuerzas de deformación del neumático, creando el siguiente efecto:



Efecto del Neumático ante una fuerza lateral.

Este efecto se debe a que al neumático le aplicamos una fuerza lateral (la inercia del coche al girar) que provoca una deformación del mismo un poco antes de la pérdida de agarre. Si no se hubiese tenido en cuenta ninguna clase de ángulo de camber, esa deformación provocaría que solo nos apoyáramos en la parte exterior de la goma, y por lo tanto perderíamos agarre.

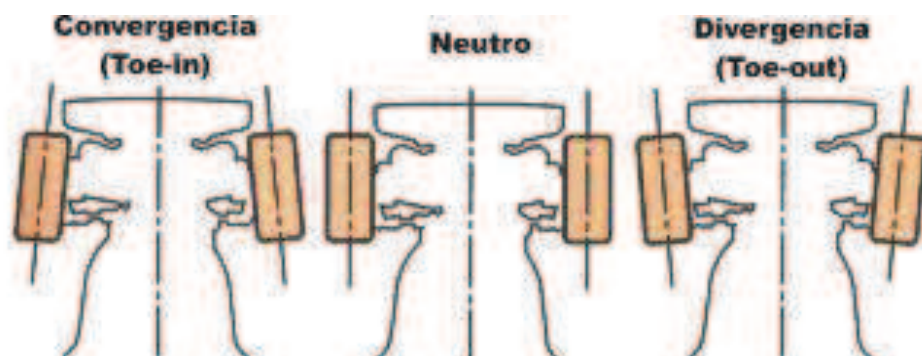
Por otra parte también es cierto, un camber excesivo hace que nos apoyemos solamente en la parte interior del neumático, al no ser suficiente la deformación de la goma, y no llegar a apoyar nunca la parte exterior. Este caso es igual de inconveniente que el caso citado anteriormente.

Por tanto se fijó un valor de ángulo de camber que permitiera apoyar la mayor parte del neumático en el asfalto del circuito cuando el piloto tome todo tipo de curvas, ya sean curvas lentas como curvas rápidas. Se comprobó la variación del camber en todos los posibles recorridos de la suspensión (compresión y extensión).

- Convergencia-Divergencia

Es el ángulo formado por la proyección sobre el terreno del plano medio de la rueda con el eje longitudinal del vehículo; se mide en grados, o bien indicando en milímetros la diferencia entre las medidas de la anchura de vía de los bordes delantero y trasero de las llantas de las ruedas.

Convencionalmente la convergencia positiva cuando las ruedas están cerradas hacia delante, mientras que es negativa (llamada divergencia) cuando están abiertas en el sentido de la marcha.



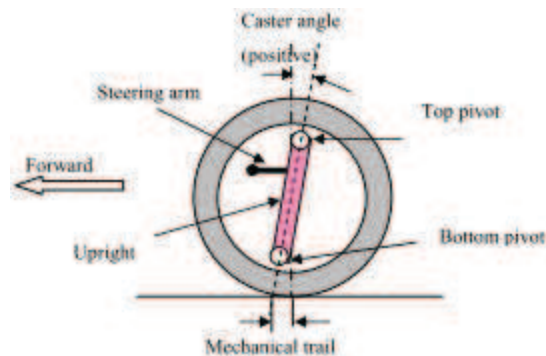
En los coches actuales, la convergencia o divergencia, se emplea sobre todo en la parte trasera para corregir la tendencia sobreviradora o subviradora del vehículo y para dar mayor capacidad de dirección al tren trasero.

En el tren delantero sirve también para compensar las deformaciones de la superficie de la huella (deriva del neumático) y reducir el desgaste del neumático. En este sentido se adoptan generalmente valores negativos de convergencia del tren delantero en los vehículos con tracción delantera y positiva con propulsión trasera.

El valor de la convergencia varía al modificar las condiciones de carga, puesto que se desplaza el punto de anclaje del tirante de la dirección.

- Ángulo de Avance (o Caster)

Es el desplazamiento angular entre el eje de dirección y la vertical. Es considerado positivo cuando la parte superior del eje de dirección esta inclinado hacia atrás y negativo en el caso contrario.

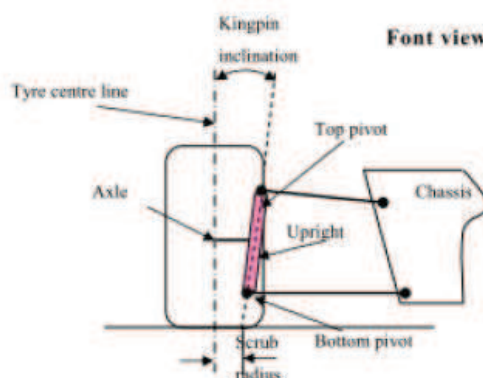


El Caster positivo induce fuerza de corrección que brinda una línea forzada estable, pero incrementa el esfuerzo en la dirección. El Caster oscila entre 2° en vehículos de competición y más de 7 grados en sedan.

El avance no debe ser exagerado para no endurecer excesivamente la dirección, un ángulo entre 0 y 5° es un compromiso razonable.

- Ángulo de Inclinación o de salida (o Kingpin)

Es el ángulo que desde una vista horizontal forma el eje de la dirección con la vertical. Es usado para reducir la distancia medida en la tierra entre el eje de dirección y el centro de presión de la rueda con el fin de reducir el torque sobre el eje de dirección durante el movimiento hacia adelante.



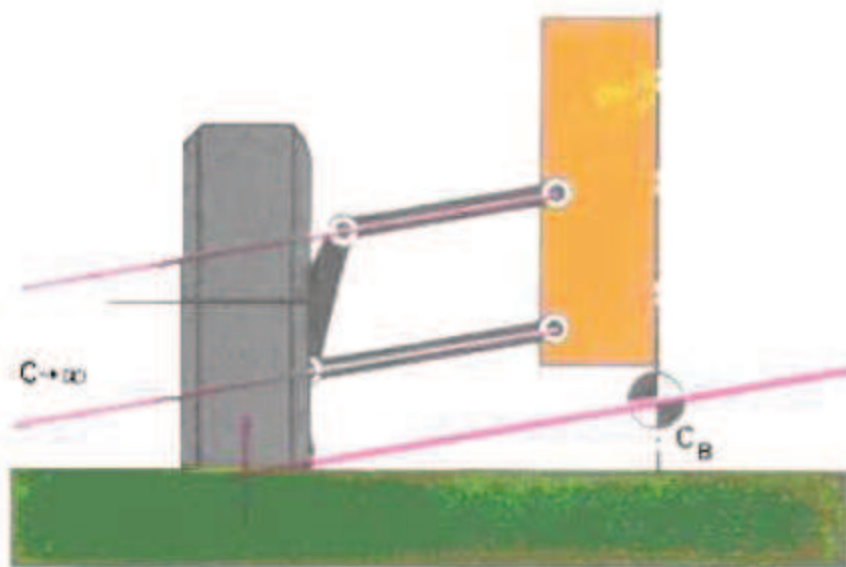
4.6.2. Configuraciones de Suspensión de Cuadrilátero Deformable

Para este caso puntual donde, de la evaluación de varios sistemas de suspensión se obtuvo la suspensión de cuadrilátero deformable como mejor opción para el tipo de vehículo del presente proyecto, a continuación se debe tratar las diferentes configuraciones de ésta. Para ello se estudio las diferentes posibilidades, así como sus ventajas e inconvenientes, se encuentran tres configuraciones principalmente para este tipo de sistema de suspensión.

- Brazos Paralelos

Se define una suspensión de cuadrilátero deformable con brazos paralelos, a aquella suspensión que se compone de dos brazos, que cuyas prolongaciones no se intersecan en ningún punto. Estos pueden ser de igual o diferente longitud.

Las prolongaciones de sus brazos no se intersecan, por lo que no es posible hallar el centro instantáneo de rotación, el centro de rolido se halla, generando una línea paralela a los brazos de la suspensión, desde el punto de contacto de la rueda con el piso, hasta la intersección con el eje del centro de gravedad.

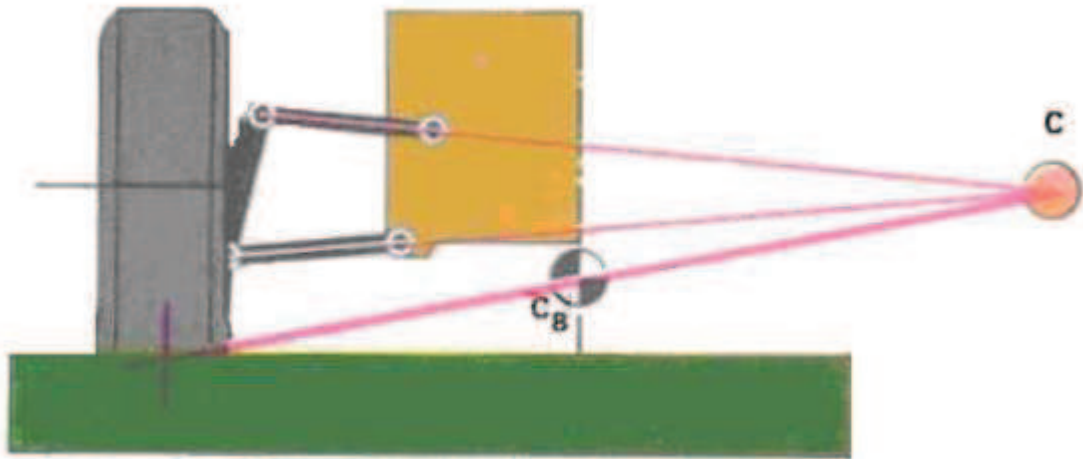


Configuración de Brazos Paralelos.

- Brazos Convergentes

La configuración de brazos convergentes se caracteriza por la intersección de las prolongaciones de sus brazos en un punto, el cual está situado en el lado opuesto de las barras a las cuales se les ha proyectado. El punto de intersección de estas es el centro instantáneo de rotación. El largo de este eje en una suspensión normal, deberá estar ubicado entre 1.25 y 2.25 veces la trocha del vehículo en ese tren.

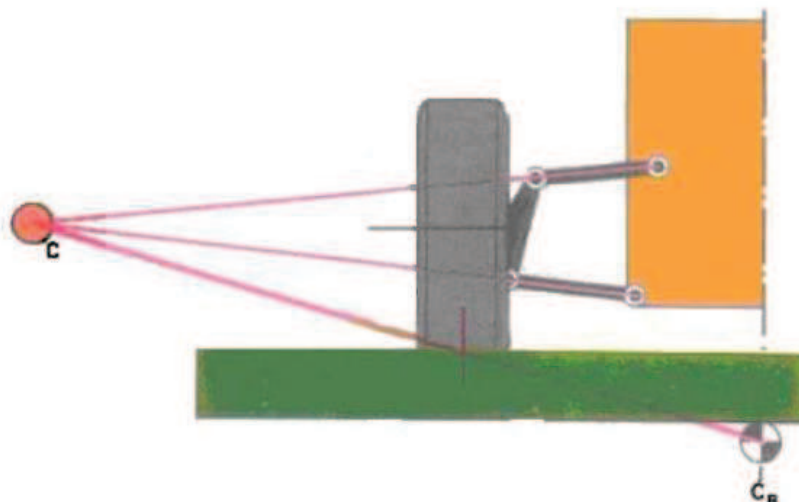
Al unir el punto de contacto de la rueda con el piso y el centro instantáneo de rotación se encuentra el centro de balanceo o rolado, el cual está ubicado en la intersección de esta línea y el eje donde se encuentra el centro de gravedad del vehículo.



Configuración de Brazos Convergentes.

- Brazos Divergentes

Los brazos divergentes son aquellos, que su prolongación se interseca en el mismo lado que los brazos prolongados. Su centro de balanceo o de rolado se halla en la intersección del eje del centro de gravedad y la línea de prolongación del centro instantáneo de rotación y punto de contacto de la rueda con el piso.



Configuración de Brazos Divergentes.

Se estudio por tanto las tres posibilidades en cuanto la geometría de los brazos de suspensión y con ello se observo las tres posibles posiciones que puede adoptar la altura del centro de rolado, que a continuación se analizan.

4.6.3. Altura del Centro de Rolido o de Balanceo

Existen principalmente tres posibilidades de ubicación del centro de rolido como se vio en un vehículo. La primera posibilidad es encontrar un centro de rolido por encima del nivel del suelo; la segunda, encontrarlo ubicado a la altura del suelo; y la tercera posibilidad, sería encontrarlo bajo el nivel del suelo.

Uno de los cambios que se suscitan con la diferente posición en altura del centro de rolido es la variación de camber. Todo vehículo durante la etapa de rolido genera una pérdida de camber en las ruedas externas al viraje. Como ejemplo, si se tiene una alineación inicial de 2 grados negativos, luego el rolido este camber puede pasar a ser de 1 grado negativo o aun menos. Esta variación se estudio más al detalle para el futuro prototipo, esta disminución puede hacer que no sea suficiente para compensar la deriva lateral del neumático y así pierda adherencia.

- Centro de rolido por encima del nivel del suelo:

Es uno de los casos más comunes. La fuerza vertical que actúa en la descomposición de fuerzas, cuando mayor es la altura del centro de rolido, mayor componente vertical tiene, lo cual hace que el vehículo se eleve en los virajes. Este efecto se conoce como efecto gato (en inglés, Jacking Effect). Esta condición es indeseable pues hace variar la altura del chasis en los virajes y por tanto varios parámetros de las suspensiones.

Como regla general se puede decir que a mayor altura del centro de rolido, se obtiene mejor compensación de camber, (la rueda exterior en un viraje pierde menos camber), pero mayor deformación de neumáticos y efecto de elevación del chasis.

- Centro de rolido a la altura del suelo:

Este caso también es usado. Esta alternativa elimina la fuerza vertical. No existe Jacking Effect. El chasis no sube ni baja en el rolido. Sería teóricamente el punto ideal, pero no se cuenta con la compensación de camber necesario para contrarrestar la deformación del neumático.

- Centro de rolido por debajo del nivel del suelo:

Este es un caso muy especial. Existe Jacking Effect negativo (la fuerza vertical hace que baje el tren que estamos analizando durante el rolido). Es solo usado con este fin o en el caso de Formula 1 a causa de distribuciones de cargas aerodinámicas en un tren. Tiene como desventaja la de tener la mínima compensación de camber, pero es la de menos deformación lateral del neumático.

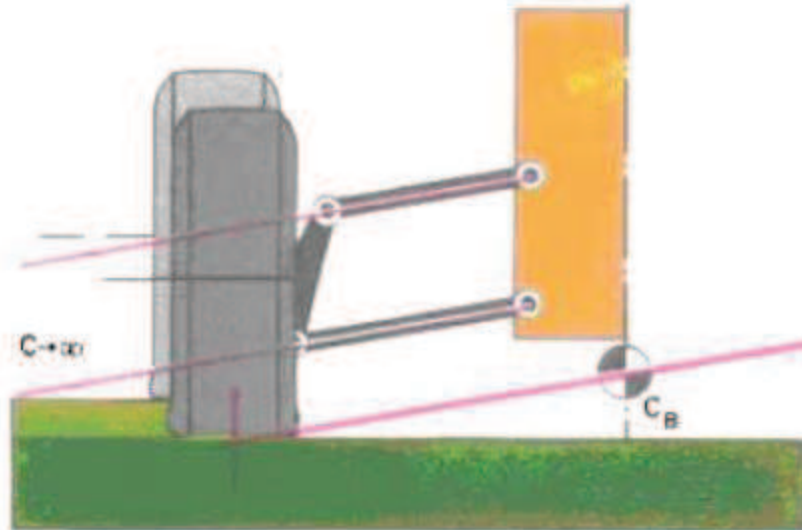
4.6.4. Comportamiento Cinemático

En el análisis cinemático se tomaron en cuenta todos los movimientos que tiene a cabo en una suspensión de cuadrilátero ya que es la que se ha elegido para el diseño Suspensión de Cuadrilátero Deformable

- Brazos Paralelos

Como característica fundamental de este tipo de configuración, con respecto a sus movimientos, se puede notar que al momento de afrontar un obstáculo la rueda que sufre el desplazamiento, se mueve de forma tal, que el ángulo de camber no varía.

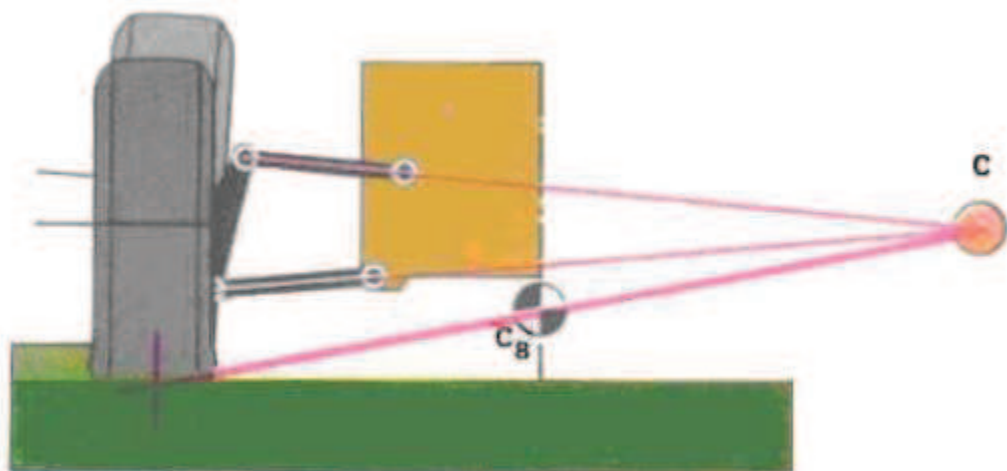
Hay que tomar en cuenta, que al momento de tomar una curva, el cuerpo del vehículo sufre inclinación, girando alrededor del centro de balanceo o roldo (C_B), por consiguiente, las ruedas toman el mismo ángulo que el descrito por el cuerpo del vehículo.



Comportamiento Cinemático de la configuración de Brazos Paralelos.

- Brazos Convergentes

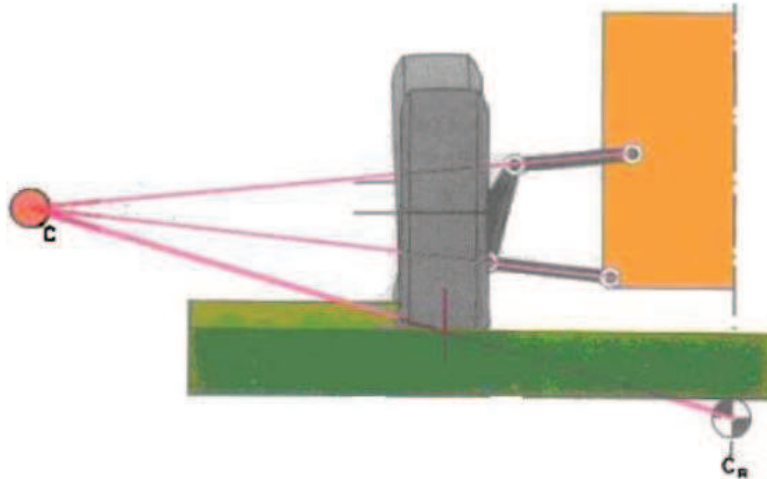
Con este tipo de configuración se observa que al existir desplazamiento de la suspensión, existe un cambio de camber en la rueda. Este adopta un ángulo de camber negativo. Esto es favorable ya que compensa la pérdida de camber ocasionada por el roldo del vehículo. Pero como inconveniente se tiene como se vio la variación de la altura del chasis, caso desfavorable para la competición y confort en este caso para el piloto.



Comportamiento Cinemático de la configuración de Brazos Convergentes.

- Brazos Divergentes

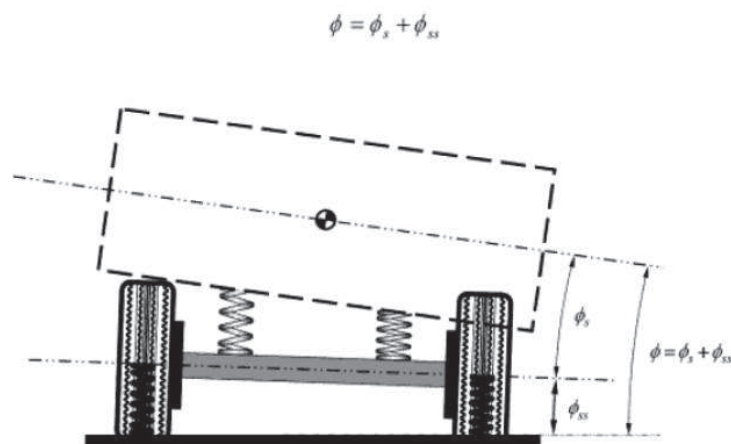
Su característica es que al existir movimiento de la suspensión, la rueda cambia su ángulo de camber. Como resultado de un viraje donde el vehículo sufre una inclinación, la rueda toma el ángulo de roldo más el ángulo que cambio con el movimiento de la suspensión. En cambio para esta distribución el chasis no se eleva, sino que baja con que mejora el paso por curva y el confort, de forma controlada.



Comportamiento Cinemático de la configuración de Brazos Divergentes.

4.6.5. Dinámica Transversal. Transferencia de Carga en curva.

La transferencia de carga es producida por el movimiento de balanceo. El balanceo a su vez se define como la rotación en torno al eje X (longitudinal) del vehículo. En general, el balanceo de la carrocería (ϕ) es la suma del balanceo de la suspensión y del eje producido por la deformación de los neumáticos, es decir, es la suma del balanceo relativo de masa suspendida (ϕ_s) respecto a la semisuspendida y el balanceo absoluto de la masa semisuspendida (ϕ_{ss}) como se puede apreciar en la siguiente imagen.



Esquema de un vehículo sometido a movimiento de balanceo

En el caso que ocupa a este prototipo, y a falta de datos que bien se podrían llegar a aproximar con experimentación o con herramientas computacionales, se considera que la

rigidez del cuerpo que compone la masa suspendida del vehículo en cuestión es infinita por lo tanto torsionalmente rígido y por tanto se tendrá un ángulo de torsión despreciable. El comportamiento se iguala en el tren delantero y el tren trasero.

$$\text{Así, } \phi^d = \phi_s^d + \phi_{ss}^d = \phi^t = \phi_s^t + \phi_{ss}^t$$

Sin embargo en vehículos industriales es necesario considerar el ángulo de torsión pero no es el caso de este prototipo.

Como concepto característico del comportamiento de la suspensión de un vehículo, se puede hablar de coeficiente de balanceo (k_ϕ) como la variación del ángulo de balanceo ϕ respecto a la aceleración lateral habitualmente ejercida en una curva:

$$k_\phi = \frac{\delta\phi}{\delta a_y}$$

Este concepto caracteriza el balanceo total del vehículo, y se puede descomponer en la suma de los coeficientes de balanceo de la suspensión (k_{ϕ_s}) y del eje (o masa semisuspendida, $k_{\phi_{ss}}$).

Para ángulos de balanceo pequeños, la rigidez depende básicamente de los muelles y barras estabilizadoras, pero para ángulos de balanceo mayores hay que tener en cuenta los topes de compresión y extensión de la suspensión. Siempre se puede incrementar la rigidez al balanceo con una barra estabilizadora.

El centro de balanceo se define como el punto, en el plano vertical transversal al vehículo y que contiene los centros geométricos de cualquier par de ruedas (dentro de un mismo eje), en el que se pueden aplicar fuerzas laterales a la masa suspendida sin que se produzca balanceo de la suspensión.

Se podría considerar que el centro de balanceo es el centro instantáneo de rotación (C.I.R.) de la masa suspendida respecto a la masa semisuspendida cuando el vehículo se somete a una fuerza transversal, habitualmente provocada durante su paso por una curva (aunque también se puede producir este fenómeno cuando el vehículo es sometido a la acción de un fuerte viento en dirección transversal, en un derrape o trompo etc.). El centro de balanceo es básico para caracterizar el comportamiento en curva de un vehículo, ya que su posición puede aportar información importante como su tendencia a balancear, además de resumir el efecto de geometría de la suspensión.

Si se conoce el altura del centro de balanceo y la del centro de gravedad de la masa suspendida y semisuspendida, podemos caracterizar la transferencia de pesos tanto en el eje delantero como trasero, y de esta manera conocer la carga a la que está sometido cada neumático, lo que proporcionará información valiosísima sobre la estabilidad, reparto de cargas de muelles y brazos de suspensión y en definitiva, analizar la dinámica general del vehículo bajo aceleraciones transversales.

En la siguiente figura se puede apreciar la sección transversal de uno de los ejes de un vehículo, en la cual se puede diferenciar claramente entre masa suspendida (m_s), masa semisuspendida (m_{ss}) la altura al centro de gravedad de la masa suspendida respecto al suelo (h_s) y la altura respecto al suelo del centro de gravedad de la masa semisuspendida (h_{ss}).

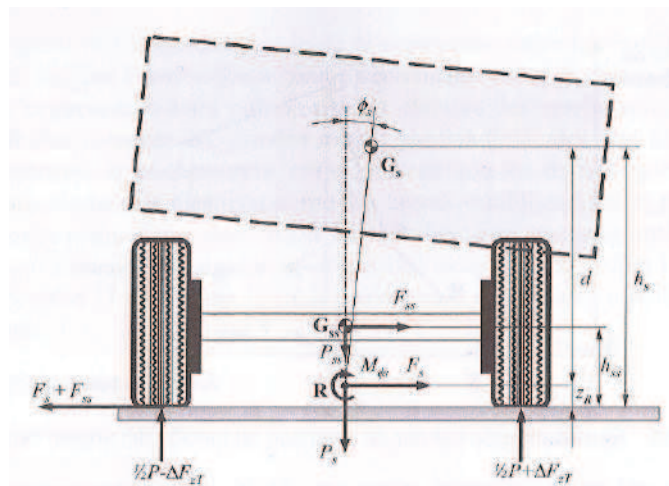


Diagrama de cuerpo libre de un vehículo sometido a fuerzas transversales.

El peso total del vehículo será:

$$P = m_s \cdot g + m_{ss} \cdot g$$

Cuando se somete al vehículo a una aceleración transversal, la masa suspendida empieza a balancear, lo que hace girar el centro de gravedad de la masa suspendida (G_s) un ángulo (ϕ_s) respecto al plano vertical que pasa por el centro de balanceo (R).

Podemos entonces, basándose en el esquema, deducir la existencia de dos fuerzas importantes, la resultante de la fuerza lateral debida a la masa semisuspendida, que depende del peso de esta y se puede considerar que actúa en el centro de masas de la misma:

$$F_{ss} = m_{ss} \cdot a_y$$

Donde a_y es la aceleración transversal sometida al vehículo.

Por otra parte tenemos la fuerza lateral sobre la masa suspendida:

$$F_s = m_s \cdot a_y$$

Y que actuará en el centro de gravedad (G_s).

A continuación, para encontrar el momento de balanceo (el par que tiende a hacer rotar o balancear la estructura del vehículo durante la acción de una fuerza transversal) tenemos que trasladar la fuerza F_s al centro de balanceo del vehículo, por lo que se tendrá la misma F_s y un momento, el momento total de balanceo M_{ϕ_s} , es decir:

$$M_{\phi_s} = m_s \cdot a_y \cdot d \cdot \cos(\phi_s) + m_s \cdot g \cdot d \cdot \sin(\phi_s)$$

Donde $d = h_s - Z_R$

Un importante dato físico es tener en cuenta que el momento M_{ϕ_s} es soportado directamente por los muelles de la suspensión y la barra estabilizadora en caso de su existencia y es el que produce el balanceo de la suspensión. Por otra parte, la fuerza F_s actúa en el centro de balanceo, y es soportada directamente por los brazos de suspensión, no produciendo balanceo de la misma.

La combinación de todas estas fuerzas son en gran parte (entre otros factores) las responsables de la transferencia de carga del neumático interior al exterior de un vehículo en su paso por una curva. Considerando un reparto simétrico de cargas, las fuerzas verticales soportadas en las ruedas equivale, para la rueda exterior en una curva a:

$$F_{ze} = \frac{1}{2} \cdot P + \Delta F_{zT}$$

Y para la rueda interior:

$$F_{zi} = \frac{1}{2} \cdot P - \Delta F_{zT}$$

Para conocer el valor de ΔF_{zT} , primero hay que estudiar de qué se compone la misma, se puede descomponer en tres términos:

- ΔF_{zSS} debida a la fuerza lateral de la masa semisuspendida.
- ΔF_{zS} debida a la fuerza lateral de la masa suspendida en el centro de balanceo.
- $\Delta F_{z\phi S}$ debida al momento de la masa suspendida.

Tomando momentos respecto al punto medio entre los centros de las áreas de contacto de los neumáticos con el suelo, la transferencia de carga será:

$$\Delta F_{zT} = \Delta F_{zSS} + \Delta F_{zS} + \Delta F_{z\phi S} = \frac{m_{ss} \cdot a_y \cdot h_{ss}}{A_v} + \frac{m_s \cdot a_y \cdot Z_R}{A_v} + \frac{M_{\phi S}}{A_v}$$

Donde A_v es el ancho de vías del vehículo.

En cuanto a deducciones, la ecuación anterior proporciona información importante sobre la dinámica de un vehículo dependiendo de muchos factores intrínsecos del mismo, si se analiza el primer término de la ecuación, (ΔF_{zSS}) se ve que una masa semisuspendida grande hace aumentar la transferencia de carga entre neumáticos, al igual que una mayor aceleración transversal (mayor velocidad de curva) y cuanto más alta sea la altura de centro de gravedad de la masa semisuspendida.

Se prescindirá del orden establecido por la ecuación y se analizara ahora el tercer término de la misma, ($\Delta F_{z\phi S}$) cuanto mayor sea el momento $M_{\phi S}$ mayor será el valor de la transferencia de carga aportado por este término, y para aumentar el mismo, es suficiente con aumentar cualquiera de los elementos de la ecuación anterior, se puede observar rápidamente que una distancia entre centro de balanceo y centro de gravedad de masa suspendida grande, agranda el valor total del término.

En cuanto al segundo término, (ΔF_{zS}), aporta información parecida al término primero, pero intercambiando masa semisuspendida por masa suspendida.

Cabe señalar un aspecto importante en este componente, si en un caso hipotético como será el caso del futuro prototipo de presente proyecto, el centro de balanceo estuviera por debajo de la superficie del suelo, se estaría hablando de un Z_R negativo, lo que conllevaría beneficiosamente a contrarrestar los demás términos (siempre que sean positivos) y ayudar a disminuir la transferencia de cargas, el problema es que, el centro de gravedad de la masa suspendida es una característica muy difícilmente amovible, y lo que ganamos reduciendo el valor de ΔF_{zS} colocando el centro de balanceo más por debajo, lo

perdemos al estar a la vez, aumentando la distancia entre el centro de balanceo y el centro de gravedad de la masa suspendida.

En términos generales, también se puede deducir que cuanto mayor sea el ancho de vías A_v , menor será la transferencia de carga, y cuanto menor sea el peso en general del vehículo, más de lo mismo.

En este apartado se ha visto una explicación teórica del concepto de la transferencia de cargas, pero en el Anexo de Cálculos se verá de forma numérica los resultados para el futuro prototipo.

4.6.6. Dinámica Longitudinal. Transferencia de Carga.

En este apartado del proyecto se estudiará en profundidad la dinámica longitudinal del vehículo, tanto en tracción o aceleración como en frenada, estas son las acciones más habituales en la circulación de un vehículo a nivel longitudinal, tanto de competición como de calle, además de ser unas situaciones bastante desfavorables.

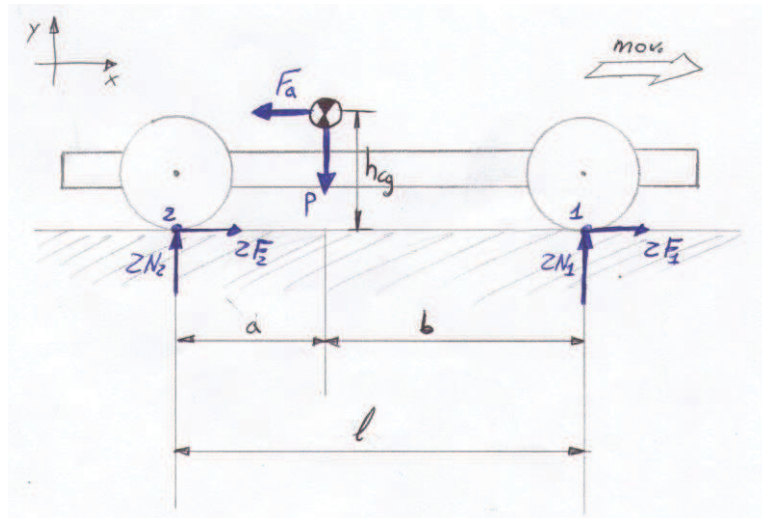
A continuación se hará una breve explicación conceptual de cada caso, analizando los factores que intervienen y las fórmulas de cada caso. La aplicación de estos conceptos al futuro prototipo se llevará a cabo en el anexo de cálculos donde se podrán observar los resultados obtenidos aplicables al vehículo del presente proyecto.

- Transferencia de carga longitudinal en aceleración.

Cuando un vehículo acelera, se produce un momento de giro que tiende a cargar el eje trasero, y aliviar de carga el eje delantero, esto se debe a que existe una distancia entre el centro de gravedad del vehículo y el centro de las ruedas (donde está la fuerza de tracción).

El hecho de que se cargue en mayor medida el tren trasero al acelerar incrementa la fuerza normal en las ruedas traseras, lo que implica una mayor fuerza de rozamiento entre el suelo y los neumáticos y claro está, una mayor capacidad de tracción, en el tren posterior, este es uno de los motivos por el que los vehículos de gran potencia se suelen diseñar con tracción trasera, ya que los vehículos con tracción delantera pierden capacidad de tracción en las ruedas delanteras cuando el vehículo acelera, cosa inapreciable con potencias moderadas, pero que puede llegar a ser ineficaz con potencias altas.

Para calcular la carga vertical que gravita sobre las ruedas en el proceso de tracción se utiliza un modelo simplificado en el que se supone la suspensión rígida, despreciando por tanto los efectos debidos al cabeceo, y, utilizando el diagrama de cuerpo libre de la figura siguiente, se calculan los momentos respecto a los puntos de contacto de rueda-suelo, que deben ser cero.



Esquema Solido libre del vehículo en Aceleración.

En este caso se considera el cuerpo libre del vehículo completo, de tal forma que la masa y posición del centro de gravedad son las del conjunto.

Primeramente se planteará la suma de fuerzas en el eje horizontal y a continuación el sumatorio de fuerzas en el eje vertical ambos sumatorios igual a cero.

$$\begin{aligned} \Sigma F_x &= 0 ; & (1) \\ 2 \cdot (F_1 + F_2) - F_a &= 0 ; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Sigma F_y &= 0 ; & (2) \\ 2 \cdot (N_1 + N_2) - P &= 0 ; \end{aligned}$$

En el eje horizontal aparecerá una fuerza debida a la aceleración (F_a) la cual depende de las características del vehículo y del modo de aceleración, se supondrá una aceleración perfecta y a máximo gas del vehículo desde parado hasta una velocidad de 100 km/h.

$$F_a = m \cdot a_{x,aceleración} ;$$

Planteando la suma de momentos respecto al punto de contacto rueda-suelo delantero igualado a cero (punto 1), se obtiene:

$$\begin{aligned} \Sigma M_1 &= 0 ; & (3) \\ (2 \cdot N_2 \cdot l) - (P \cdot b) - (F_a \cdot h_{cg}) &= 0 ; \end{aligned}$$

Donde:

- h_{cg} : es la altura del centro de gravedad al suelo.
- F_a : es la fuerza debida a la aceleración.
- P : peso total del vehículo aplicado en el centro de gravedad.
- b : es la distancia en el eje horizontal desde el centro de gravedad hasta el punto de contacto rueda-suelo delantero.
- N_2 : es la transferencia de carga que aparece el punto de contacto rueda-suelo trasero.

- N_1 : es la transferencia de carga que aparece el punto de contacto rueda-suelo delantero.
- l : distancia entre ejes “wheelbase”.

Finalmente de las ecuaciones (3) y (2) se despejarán N_2 y N_1 respectivamente para su futuro cálculo,

$$N_2 = \frac{(P \cdot b) + (F_a \cdot h_{cg})}{2 \cdot l} ;$$

$$N_1 = \frac{P}{2} - N_2 ;$$

Mediante este proceso de cálculo podrán calcularse las cargas que aparecerán en los puntos de contacto rueda-suelo en el momento de una aceleración. A continuación se seguirá el mismo método para el estudio de la transferencia de carga longitudinal en el caso de una frenada.

- Transferencia de carga longitudinal en frenado.

Hay que citar en relación a esta transferencia de carga longitudinal como curiosidad, suelen decir los que han conducido un formula 1, que lo más impresionante en cuanto a sensaciones se refiere es la frenada, según palabras de afortunados que la han podido experimentar, cuando frenas notas que los ojos quieren escapar de sus cuencas.

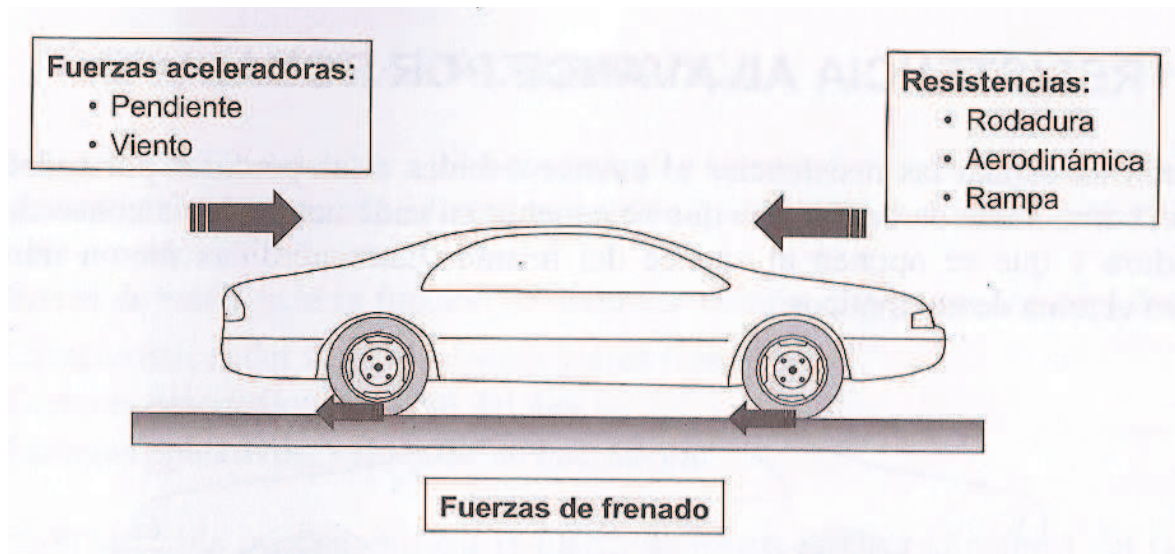
Quizás exista cierto nivel de exageración en tales afirmaciones, pero lo que sí es verdad es que un formula 1 frenar, frena mucho.

Hay que tener en cuenta que un monoplaza es capaz de frenar con la misma intensidad simplemente soltando el acelerador que un coche convencional de calle con ABS apretando el freno a fondo y que si este tipo de vehículos tuvieran sistema de Airbag, lo podríamos hacer saltar simplemente pisando el freno ligeramente.

Con todo esto lo que se deduce es que el grado de solicitaciones mecánicas que sufre un vehículo estilo formula 1 son muy elevadas, lo que hace que se tenga que estudiar bien este fenómeno para diseñar de manera adecuada el futuro sistema de suspensión, uno de los elementos que más sufre cuando el vehículo desacelera bruscamente a causa de su sistema de frenado.

Para el estudio de la dinámica de frenado se considerará que el movimiento se produce en línea recta y sin acciones laterales sin tener en cuenta el movimiento de la suspensión.

Fijándose en la imagen de a continuación cada rueda representa cada uno de los ejes, y la suma de fuerzas que actúan en ellos. Como se aprecia, las fuerzas externas que actúan en el vehículo son la pendiente, aerodinámica y rodadura.

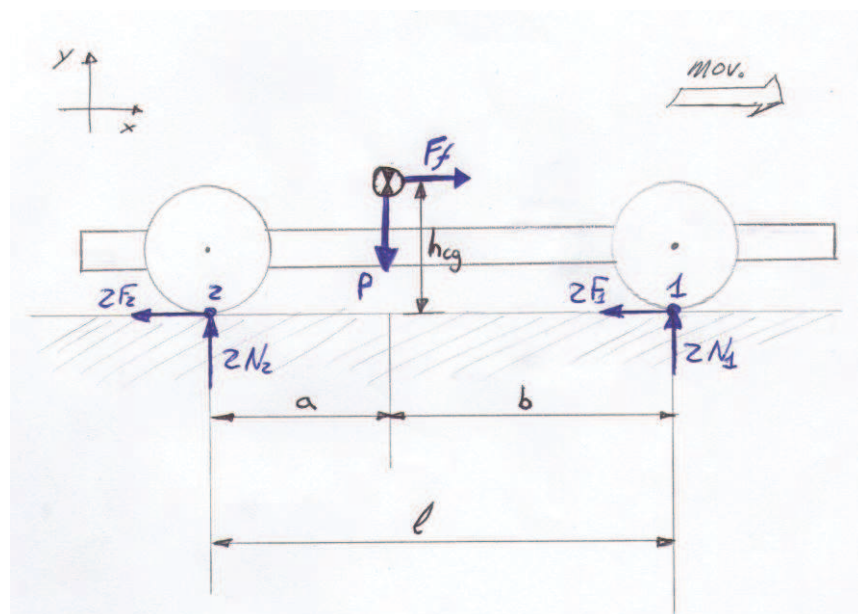


Esquema de fuerzas para un vehículo en frenado.

Para este caso, la fuerza aerodinámica actúa a favor (siempre que la velocidad del viento no supere la velocidad del vehículo y actué en dirección al movimiento de este), la rodadura siempre lo hace, y la rampa, si es una cuesta actúa a favor, si es una bajada actuará desfavorablemente (se necesitará o bien más potencia de frenado, o más distancia para detener el vehículo). Cuando estas fuerzas son favorables a la frenada, se llaman resistencias, y cuando sean desfavorables, fuerzas aceleradoras.

Cuando se realiza una maniobra de frenada, aparecerá en el vehículo una fuerza de inercia que actuará en el centro de gravedad del mismo, (que es donde se supone que tiene concentrada la masa). Esta fuerza será paralela a la superficie de rodadura y lleva el sentido del avance del vehículo.

$$F_{inercia} = m \cdot a_{xfrenado} ;$$



Esquema Sólido libre del vehículo en Frenado.

Siguiendo la nomenclatura utilizada en el diagrama de sólido libre del vehículo se plantearán las ecuaciones de equilibrio,

$$\begin{aligned} \Sigma F_x &= 0 ; \\ F_f - 2 \cdot (F_1 + F_2) &= 0 ; \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \Sigma F_y &= 0 ; \\ 2 \cdot (N_1 + N_2) - P &= 0 ; \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_1 &= 0 ; \\ (2 \cdot N_2 \cdot l) - (P \cdot b) + (F_f \cdot h_{cg}) &= 0 ; \end{aligned} \quad (3)$$

Donde:

- h_{cg} : es la altura del centro de gravedad al suelo.
- F_a : es la fuerza debida a la aceleración.
- P : peso total del vehículo aplicado en el centro de gravedad.
- b : es la distancia en el eje horizontal desde el centro de gravedad hasta el punto de contacto rueda-suelo delantero.
- N_2 : es la transferencia de carga que aparece el punto de contacto rueda-suelo trasero.
- N_1 : es la transferencia de carga que aparece el punto de contacto rueda-suelo delantero.
- l : distancia entre ejes “wheelbase”.

Finalmente de las ecuaciones (3) y (2) se despejarán N_2 y N_1 respectivamente para su cálculo,

$$N_2 = \frac{(P \cdot b) - (F_a \cdot h_{cg})}{2 \cdot l} ;$$

$$N_1 = \frac{P}{2} - N_2 ;$$

Como se ha visto, la física de frenado, será parecida a la de aceleración, ambas implican una transferencia de carga a nivel de ejes traseros y delanteros, debido a un par que se genera entre la superficie de rodadura, y el centro de gravedad del vehículo a causa de la inercia de este.

En cuanto al diseño de la suspensión, se tendrá en cuenta la carga vertical que proporciona la frenada en el eje delantero por una situación desfavorable ya que lógicamente, la suspensión delantera tiene que estar diseñada para soportar los esfuerzos que suponen frenadas de carácter competitivo. Para ello, se tendrá que analizar, como en el caso de los esfuerzos de tracción, los diferentes valores de carga vertical que soporta el eje delantero durante una frenada larga (para el estudio se hará para una frenada de 1G).

Para el diseño de la suspensión no se tendrá en cuenta el efecto de descarga de carga vertical del eje trasero para diseñar el mismo, por ser un efecto no desfavorable.

En cuanto a fuerzas horizontales, cuando el vehículo frena, son las ruedas las que se detienen y la carrocería y demás elementos la que tiende a seguir en movimiento, por lo

que a efectos prácticos, es esta misma la que tiende a tirar de unas hipotéticas ruedas empotradas a través de los brazos de suspensión, tanto en el eje delantero como en el eje trasero.

En cuanto a las fuerzas que tienen tendencia a oponerse o a favorecer el movimiento del vehículo, se considerará una frenada en línea recta en llano por tanto no se tendrá en cuenta la pendiente, de esta misma forma no se considerarán las fuerzas aerodinámicas debido a no haber realizado un estudio de la resistencia aerodinámica de la carrocería y se prescindirá también de las fuerzas debidas a la rodadura, por formar parte directa de la capacidad de frenado (deceleración del vehículo) y cuyos valores se dispondrían si se estudiase la telemetría del vehículo.

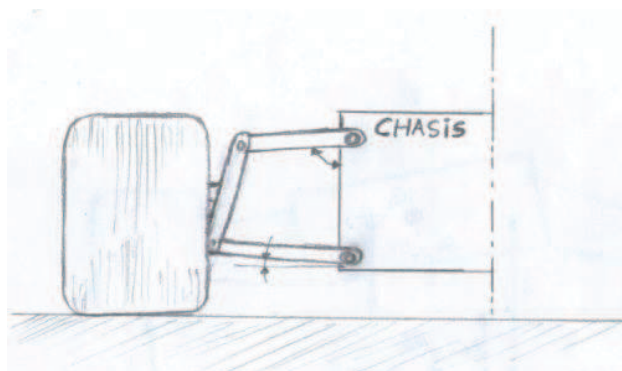
En la actualidad, un vehículo dispone de una capacidad o potencia de frenado diferente en los ejes delantero y trasero, esto se debe a varios factores, entre ellos, el tamaño de los discos y pinzas de freno en un eje u otro, el tipo y calidad del sistema de frenos delantero y trasero (que en algunas ocasiones no es la misma, séase un vehículo con freno de disco delante y tambor detrás por ejemplo etc.), la diferente distribución de la presión del liquido de frenos delante y detrás, el tipo y características de los neumáticos , la futura instalación del repartidor de frenada, etc.

Todos estos datos suelen ser meramente constructivos, y en ellos no se entrará en el presente proyecto, es decir, se supondrá una capacidad de frenado idéntica tanto en el eje delantero como en el trasero.

4.7. Selección de la Geometría del Sistema de Suspensión

Por medio de la tabla de selección del tipo de suspensión se obtuvo que la suspensión de cuadrilátero deformable sea la más adecuada para este proyecto.

Se ha realizado entonces los análisis geométricos y cinemáticos para este tipo de suspensión con sus diferentes variantes. De estos análisis de las tres posibilidades que se pueden elegir para el prototipo. Se desprende que sabiendo las ventajas e inconvenientes de cada una de ellas, la poca altura de nuestro prototipo con respecto del suelo y por supuesto la finalidad del vehículo para la competición y los virajes extremos; se tomo como punto de partida del sistema de suspensión la distribución de suspensión de cuadrilátero deformable con brazos divergentes.



Boceto del Cuadrilátero de Suspensión.

Esta alternativa es la que mejor se adapta a los objetivos del prototipo, y la inmensa desventaja que se vio en esta posibilidad la tendremos muy en cuenta para disminuirla lo máximo posible; mínima variación del camber en el recorrido de la suspensión. Este factor fue punto de partida para el diseño geométrico del cuadrilátero deformable de la suspensión.

La geometría del mecanismo está determinada principalmente por el tipo de suspensión seleccionado, la suspensión de Cuadrilátero deformable con brazos divergentes. La geometría del mecanismo también estará influenciada por el recorrido de suspensión y los ángulos que se quiera dar a los diferentes elementos del sistema.

Como datos principales y puntos críticos de un sistema de suspensión se deben determinar el recorrido de suspensión que se quiere obtener. Este viene dado por los requerimientos del vehículo y será para este prototipo un recorrido marcado según los grados en extensión y compresión, que varían en el cuadrilátero deformable; este recorrido se estudiará más detalladamente en el anexo de cálculos. Estos parámetros se determinaron según los requerimientos del prototipo, ya que el vehículo de competición debe tener en la medida de lo posible poco recorrido y buena rigidez para la conducción extrema que tendrá como objetivo. Por tanto los valores de rigidez y recorridos vendrán marcados en cierto modo por la marca y tipo de amortiguadores seleccionados. La decisión de compartir un recorrido mayor en movimiento vertical hacia arriba de la rueda, fue porque el vehículo en un circuito de competición no deberá afrontar posibles agujeros de consideración, en cambio en el recorrido hacia arriba a la hora del paso por curva y los pianos puede ser necesario dependiendo de las trazadas del piloto.

Con estos parámetros ya determinados se debe fijar las trochas del vehículo. Para este proyecto se va intentar mantener en la medida de lo posible las dimensiones marcadas por el reglamento técnico de la federación. Hay que tomar en cuenta el vehículo que se está diseñando. Para el caso de un vehículo el cual será utilizado en trazados con gran cantidad de curvas, donde la prioridad es la maniobrabilidad del mismo, la mayor trocha posible, dará la mejor maniobrabilidad. Por tal motivo se marco su trocha delantera en 1075 mm. y trasera en 1355 mm.

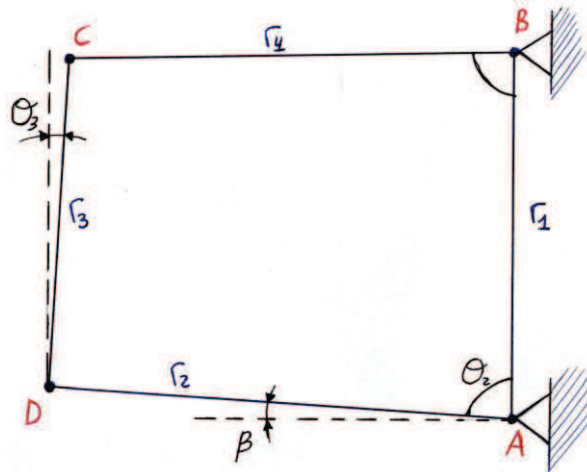
Definida la trocha del vehículo, se procederá a ubicar las ruedas en su lugar y ubicar los diferentes elementos mecánicos dentro de estas, como las manguetas de geometría aproximada, los discos de frenos y las mordazas de freno. Para ello se utilizó el programa AutoCad para según las dimensiones del neumático, llanta y disco de freno seleccionados poder hacer una dimensión aproximada de la mangueta y poder empezar a diseñar el cuadrilátero de la suspensión.

A continuación por tanto, en esta etapa se debe situar el punto inferior de la mangueta. Para ello, se tratara de ubicarlo lo más bajo posible en el aro de la llanta y lo más cerca posible al disco de freno. Lo siguiente es definir el punto superior de la suspensión en la mangueta. Teniendo en cuenta un ángulo de camber aproximado para la posición inicial de reposo, el cual se eligió un ángulo negativo de 3 grados. Se sabe que según la disposición elegida de los brazos divergentes de suspensión el centro de balanceo del vehículo aparecerá por debajo del suelo, este parámetro influirá de forma importante para elegir una u otra de las posibles geometrías. Para ello se aceptará un valor para la altura de rolido (C_b) menor a 100 mm, intentando sea la menor posible y obteniendo una buena compensación de camber. Este tipo de suspensión posee el inconveniente de variar el ángulo de camber con el movimiento de la rueda. Se debería tener una variación de camber lo mínima posible, como se analizará en el anexo de cálculos.

Conociendo los parámetros que se tuvo que tener en cuenta para el diseño de la geometría de los brazos de suspensión se hizo un estudio geométrico de un cuadrilátero articulado y con ayuda del programa Microsoft Excel. Se simulará el movimiento de la suspensión en varias posiciones, donde se pueda notar el cambio del ángulo de camber y determinar así las longitudes de las barras y la posición de los anclajes es el adecuado para el proyecto; dicho esto por tanto, se fueron variando los ángulos y longitudes de los brazos hasta conseguir una serie de posibles geometrías en las cuales el ángulo del camber no

variase en gran medida. Posteriormente se descartaron una u otra teniendo en cuenta otro parámetro de importancia, la altura del centro de balanceo. Este proceso se explica en el anexo de cálculos más al detalle.

Explicado este proceso se estudiaron varios ejemplos para optimizar la variación del ángulo θ_3 ; para nuestro sistema de suspensión este ángulo representa el ángulo futuro de camber. Dicho ángulo debe tener una variación lo menor posible en función de los diferentes valores que puedan tomar los ángulos que forman el cuadrilátero y con ello no afectar a la maniobrabilidad y comportamiento del vehículo.



En la tabla de a continuación se ven las posibles geometrías, así como la variación de su geometría en función de las diferentes posiciones; viendo la evolución de cada una de ellas se eligió la geometría que se creyó más favorable para nuestro vehículo.

	θ_2	r_1	r_2	r_3	r_4
MEDIDA	grados °	mm.	mm.	mm.	mm.
OPCION 1	95	105	180	90	175.4031
	90	105	180	90	175.4031
	88	105	180	90	175.4031
	85	105	180	90	175.4031
	80	105	180	90	175.4031
	75	105	180	90	175.4031
	70	105	180	90	175.4031
OPCION 2	95	100	180	90	175.2222
	90	100	180	90	175.2222
	85	100	180	90	175.2222
	80	100	180	90	175.2222
	75	100	180	90	175.2222
	70	100	180	90	175.2222
OPCION 3	95	95	180	90	175.1839
	90	95	180	90	175.1839
	85	95	180	90	175.1839
	80	95	180	90	175.1839
	75	95	180	90	175.1839
	70	95	180	90	175.1839
OPCION 4	95	115	180	90	176.1904
	90	115	180	90	176.1904
	85	115	180	90	176.1904
	80	115	180	90	176.1904
	75	115	180	90	176.1904
	70	115	180	90	176.1904

Con estos valores de las longitudes de las barras de suspensión y su posicionamiento se calculó gráficamente la distancia del centro de rolido o rotación (CIR) y de la altura del CR (Cb); factores que se tuvieron muy en cuenta para la elección de la geometría definitiva. Dependiendo de las diferentes posiciones de estos puntos varía mucho el comportamiento del vehículo al paso por curva como se explicó en anteriormente; por ello se tuvo que tener muy en cuenta estos valores. En el anexo de cálculos se estudiaron gráficamente las diferentes posiciones en función de la geometría de las opciones analizadas.

Queda marcada por tanto la futura geometría del cuadrilátero deformable del sistema de suspensión, el siguiente paso fue entonces el posicionamiento del amortiguador, tanto para su anclaje inferior, como su anclaje superior.

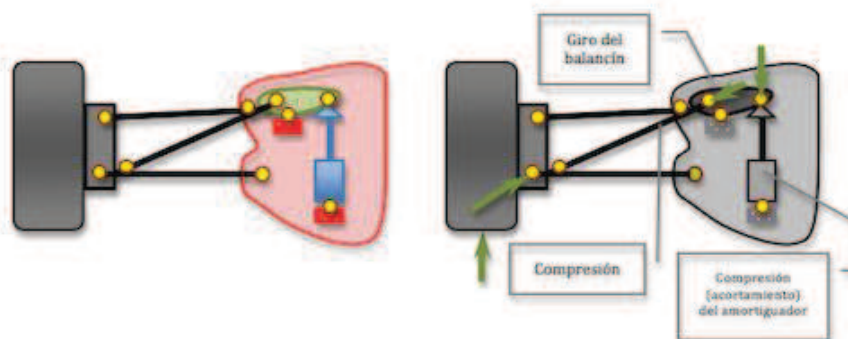
Para el anclaje superior del amortiguador se tomó en cuenta algunas consideraciones, por motivos de espacio y estética no se lo puede situar en cualquier posición; además se requiere que conforme se comprime el conjunto amortiguador-resorte vaya ganando dureza.

Teniendo claro lo anterior, se desechó la posibilidad de la colocación del amortiguador de forma vertical ya que se eleva mucho la posición del anclaje superior y la altura del chasis; con ello perdemos mucha aerodinámica, mala estética, factores importantes en el futuro vehículo. Se decidió entonces que la posición del amortiguador debía ser transversal a la marcha del vehículo, intentando colocarlo lo más bajo posible que los demás elementos nos permitan por construcción.

Se analizaron como ejemplo los sistemas de suspensión utilizados en los diferentes equipos en el mundo de la competición en la categoría de Formula 1, se vieron los dos tipos de suspensiones que vienen utilizando, las denominadas push-rod y pull-rod. Se analizaron cada una de ellas por separado y una frente a la otra para ver sus ventajas y desventajas y poder decidir la conveniencia para el vehículo.

- Push-Rod

Este tipo de suspensión es la que se venía usando por todos los equipos hasta el cambio del equipo Red Bull Racing. Consta principalmente de los dos triángulos de suspensión, una barra diagonal que trabaja a compresión y que empuja a su vez un balancín que acciona un conjunto muelle amortiguador.

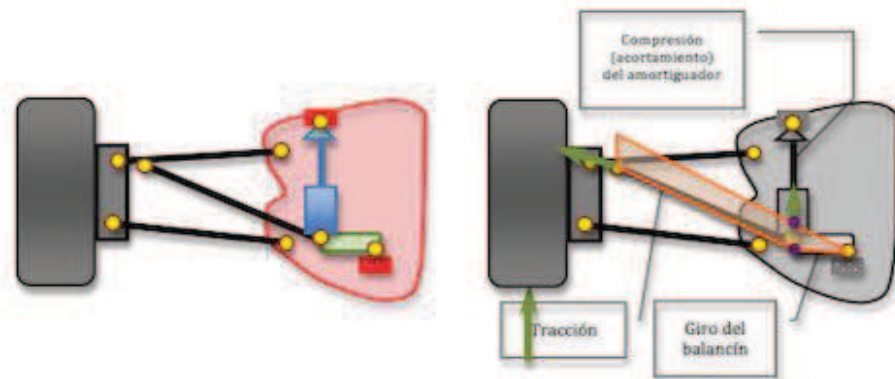


Para este caso, al afrontar un obstáculo la rueda sube, giran los dos triángulos (Las barras horizontales en la imagen). Con estas se mueve la barra diagonal, que empuja el balancín de color verde que actúa a su vez sobre el amortiguador, haciendo que se comprima. Esto implica que la barra diagonal funcione a compresión, lo que le da

nombre al sistema. En el esquema de la derecha se pueden ver en verde las fuerzas que transmiten el impacto en la rueda hasta el amortiguador.

- Pull-Rod

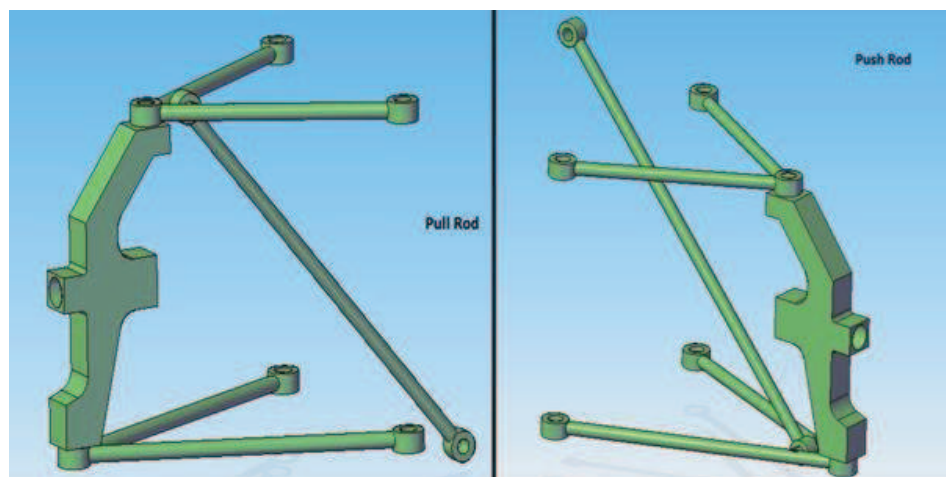
Este sistema lo volvió a poner en uso el equipo Red Bull Racing. En él, la barra diagonal trabaja a tracción y algunos elementos están colocados diferente.



Para este otro caso, la barra diagonal tira del balancín hasta que forman una línea recta. Al estar el amortiguador unido al balancín, se comprime. En el gráfico se puede ver el triangulo naranja que representa como se mueve el conjunto barra a tracción y balancín. Se puede observar en morado el punto inicial y final del anclaje del amortiguador.

- Push-Rod VS Pull-Rod

Se analizaron las dos posibles disposiciones, cada una de ellas tienen sus pros y sus contras.



La primera diferencia es cómo trabaja la barra diagonal. En el caso de la pull-rod, funciona a tracción como se vio y por tanto no tiene que soportar esfuerzos de pandeo como a compresión (Cuando por empujar hacia dentro desde los dos extremos la barra se dobla). Esto implica una barra menos gruesa y más ligera. Unido a esto se tiene la mejor aerodinámica por la posibilidad de hacer la diagonal más esbelta.

Además, la pull-rod baja el centro de gravedad al posicionar diferentes elementos en la zona baja del vehículo.

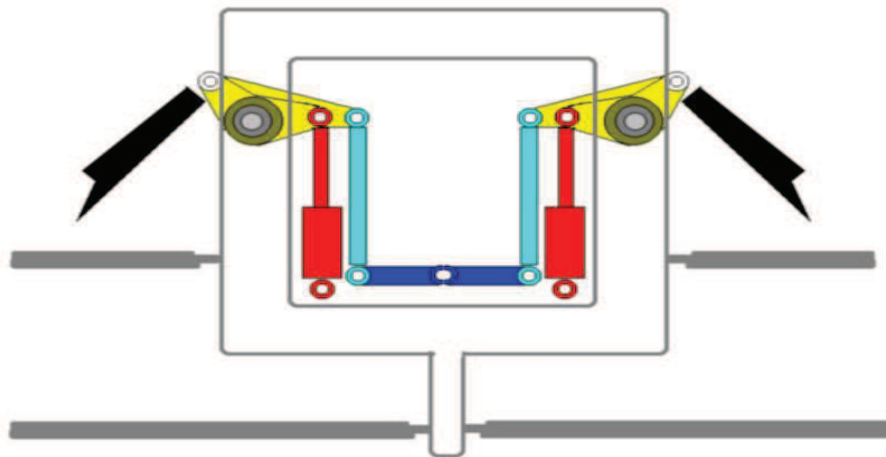
La push-rod es más robusta y cuando la suspensión trabaja, la push-rod tiende a “juntarse” (Barra a compresión que actúa sobre un balancín) por lo que esta segunda tiende a tener más fragilidad en la zona media-final de carrera de suspensión. En cambio en la pull-rod, el sistema a tracción sufre esfuerzos más grandes en determinados puntos y por este motivo es más delicado.

Si bien es cierto que la push-rod tiene las partes en la zona superior, eso deja mucho hueco en la zona baja, importante en el futuro prototipo para tener espacio para los pies del piloto, mecanismo de dirección; y el caso de la suspensión trasera espacio para el grupo motopropulsor y el sistema de transmisión.

A nivel de dinámica, ambas suspensiones son similares. La elección de una y de otra es función de otros factores como los aerodinámicos o de la disposición de los demás elementos del vehículo.

Se analizó las dos disposiciones posibles para el futuro vehículo, pero estas dos posibilidades siguen elevando el chasis; algo que para el prototipo es un inconveniente a tener en consideración. Por tanto eligiendo una u otra disposición se colocó el conjunto muelle-amortiguador de forma transversal a la marcha del vehículo en el eje delantero.

Para el sistema de suspensión utilizado en el eje trasero se optó por otra disposición cuyos motivos de elección son analizados en el Anexo de Cálculos.

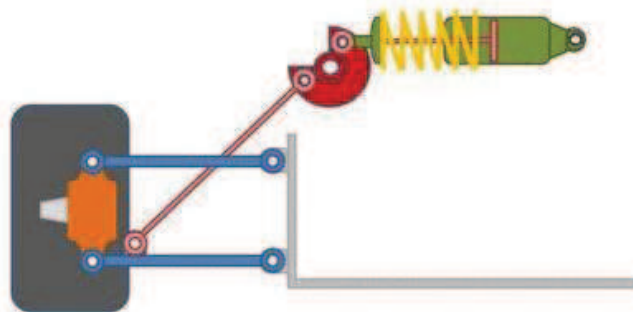


- En negro vemos la vara que transmite los esfuerzos de empuje/tracción a la suspensión.(push-rod)
- En amarillo tenemos los brazos oscilantes o balancines. Están conectados a los amortiguadores de color rojo (Damper).
- En azul tenemos la barra estabilizadora(O barra anti-vuelco, Anti-Roll Bar).



Ejemplo de sistema de suspensión tipo push-rod.

La disposición final de la diagonal (push-rod) será aproximada a la imagen anterior variando claro esta las dimensiones con respecto al futuro prototipo; ya que la imagen anterior es de la competición de Formula Student y las dimensiones generales del vehículo son diferentes al futuro prototipo. La idea de la colocación del mecanismo push-rod y con ello elevar el conjunto amortiguador, así conseguir ganar espacio vacío debajo de los mismos, con el objetivo tener más hueco para el pedal de freno y el de acelerador, y demás componentes estándar que se comentaron anteriormente.



Esquema sistema push-rod.

Se han estudiado las posibilidades para el sistema de suspensión, todas ellas tienen una barra diagonal y una inclinación de dicha barra que habrá que analizar.

Dicho esto se ha analizado las diferentes geometrías de la diagonal de empuje al conjunto muelle-amortiguador; para este análisis se ha dibujado en Autocad las posibles disposiciones de la diagonal y seguidamente se introdujeron en el programa de elementos finitos Marc&Mentat para poder elegir la opción adecuada según los criterios de diseño. Con el programa Marc&Mentat además de poder ver los recorridos debidos a las fuerzas que aparezcan, se podrán calcular las reacciones en los apoyos así como las futuras secciones de los componentes del sistema de suspensión. Este proceso se explica en el anexo de Cálculos.

5. Resultado Final

Este apartado tiene como objetivo la visión de manera gráfica de los resultados obtenidos en el diseño del vehículo.

Se podrán observar tanto una imagen del conjunto del vehículo, así como un conjunto del sistema de suspensión del eje trasero y del eje delantero respectivamente.

Como conclusión, durante la realización del proyecto se ha conseguido alcanzar los objetivos marcados. Se ha conseguido diseñar un vehículo tipo karting, y a este vehículo integrarle como novedad un sistema de suspensión independiente.

A continuación se muestra el resultado del ensamblado del conjunto de sistema de suspensión del eje delantero. Como se escogió y analizó, el sistema de suspensión elegido es del tipo cuadrilátero deformable con una diagonal de reenvío push-rod. Los motivos por los cuales se optó por un sistema de este tipo son explicados en apartados anteriores de la memoria.

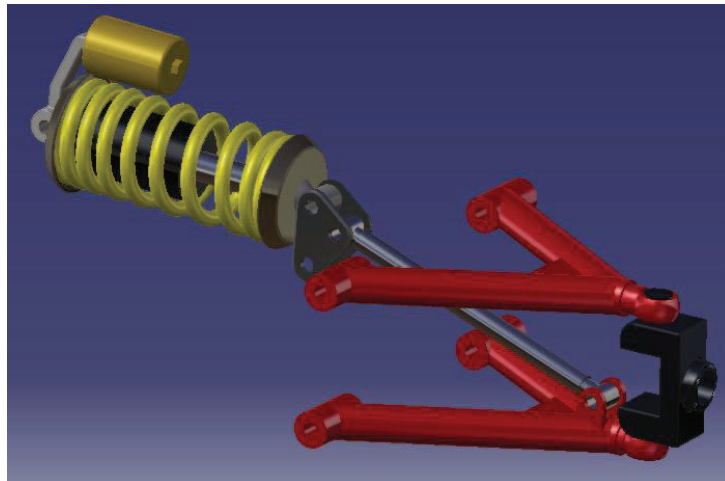


Imagen desde Catia V5 del Conjunto de sistema de suspensión, eje delantero.

Para el caso del eje trasero se siguieron los mismos pasos. Se marcó el tipo de suspensión en un cuadrilátero deformable, pero por motivos de espacio y funcionamiento en el eje trasero se modificó el ataque al conjunto amortiguador así como los trapecios de suspensión. Estos motivos de modificación son debidos a la existencia de un sistema de transmisión en el eje trasero y por tanto la necesaria modificación de los trapecios. En cuanto a la colocación del amortiguador fue necesario el cambio del sistema push-rod debido a que en el eje trasero habrá más componentes mecánicos (motor, refrigeración, transmisión...) que harán imposible la colocación del sistema push-rod.

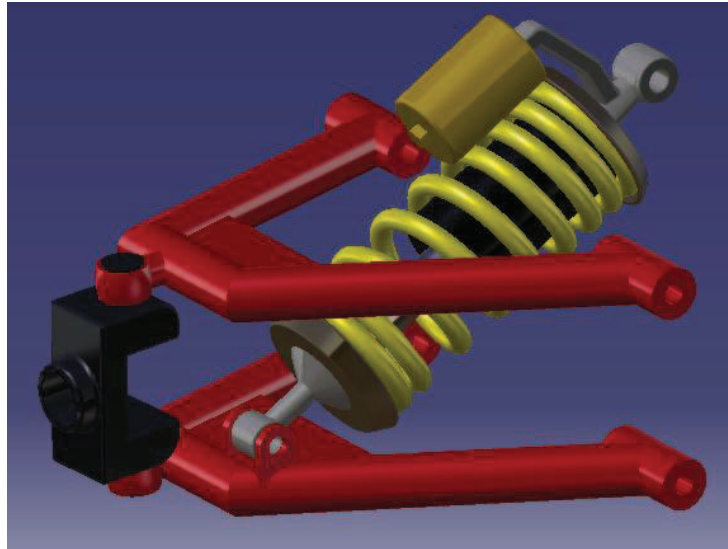


Imagen desde Catia V5 del Conjunto de sistema de suspensión, Eje trasero.

Finalmente se puede observar en la siguiente imagen el conjunto del vehículo ya diseñado, habiendo integrado los sistemas de suspensión así como todos los componentes estándar elegidos.

27 de Junio del 2012

FIRMA

Modelo del vehículo karting con un sistema de suspensión integrado.





ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación :

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DISEÑO DE VEHÍCULO KARTING CON UN
SISTEMA DE SUSPENSIÓN

CÁLCULOS

Alberto Santos Galdiano

José Sancho Rodríguez

Pamplona, 27 de Junio del 2012

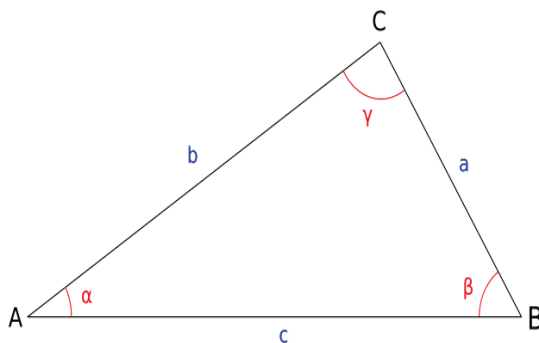
ÍNDICE

ÍNDICE	1
1. GEOMETRÍA DE LOS BRAZOS DE SUSPENSIÓN	2
2. ELECCIÓN DE LA GEOMETRÍA DEL CUADRILÁTERO DE SUSPENSIÓN	4
3. CALCULO GRÁFICO DEL CIR Y DEL C_B	7
4. SITUACIÓN DEL CENTRO DE GRAVEDAD	12
5. ANÁLISIS DINÁMICO DEL MECANISMO	14
5.1. TRANSFERENCIA DE CARGA TRANSVERSAL.....	14
5.2. TRANSFERENCIA DE CARGA LONGITUDINAL.....	19
5.2.1. <i>Dinámica longitudinal. Aceleración</i>	19
5.2.2. <i>Dinámica longitudinal. Frenado</i>	21
6. GENERACIÓN DE MODELO 2D DEL CUADRILÁTERO DEFORMABLE	23
6.1. GEOMETRÍA DE LA BARRA DIAGONAL PUSHROD.....	25
6.2. RIGIDEZ DEL CONJUNTO AMORTIGUADOR.....	32
7. GENERACIÓN DEL MODELO DE CHASIS	46
7.1. TRANSFERENCIA DE CARGA EN UNA CURVA.....	49
7.2. TRANSFERENCIA DE CARGA EN ACELERACIÓN.....	51
7.3. TRANSFERENCIA DE CARGA EN FRENADO.....	53
8. SOLDADURA	55
9. ESTUDIO DE FATIGA	59
10. DIMENSIONADO DE LA DIAGONAL PUSH-ROD	62
11. DIMENSIONADO DE TRAPÉCIOS DE SUSPENSIÓN	67

1. Geometría de los brazos de suspensión.

Primeramente se reprodujo un boceto del cuadrilátero articulado, se comprobaron los resultados obtenidos de forma matemática con ayuda del programa de diseño AutoCad. Para el comienzo del análisis se nombró cada uno de sus puntos, ángulos y barras respectivamente. Mediante las relaciones y teoremas trigonométricos se hayo la relación de las barras con los ángulos del sistema.

Con ayuda del Teorema del coseno se empezó el proceso que a continuación se explica.

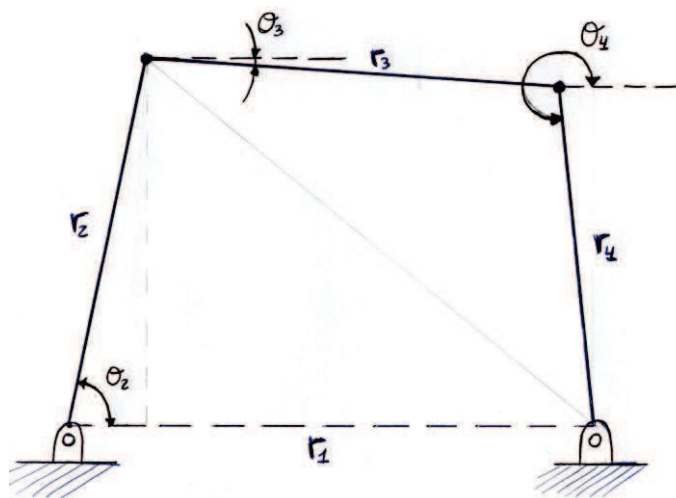


Teorema del Coseno:

Dado un triángulo ABC, siendo α , β , γ , los ángulos, y a , b , c , los lados respectivamente opuestos a estos ángulos entonces:

$$c^2 = a^2 + b^2 - 2 \cdot a \cdot b \cdot \cos(\gamma)$$

Disponemos del cuadrilátero tipo:

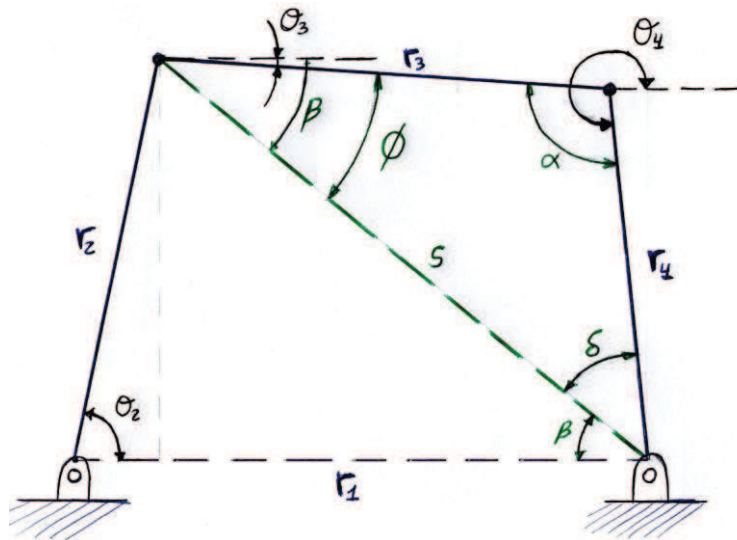


Esquema Figura con la nomenclatura del cálculo.

Se nombran los elementos:

- Barras principales del cuadrilátero, r_1 , r_2 , r_3 , r_4 .
- Diagonal de apoyo para cálculos, "s"; Ángulos de apoyo para cálculos, δ , β , ϕ .
- Ángulos que forman las barras, θ_1 , θ_2 , θ_3 , θ_4 .

Se resuelve la cuestión para hallar θ_3 y θ_4 en función de los valores tomados de θ_1 , θ_2 , r_1 , r_2 , r_3 y r_4 .



Esquema Figura con la diagonal auxiliar para el cálculo “s”.

Se calculo primeramente la diagonal “s” con ayuda del teorema del coseno, los valores se introdujeron en una columna de Excel,

$$s = \sqrt{r_1^2 + r_2^2 - 2 \cdot r_1 \cdot r_2 \cdot \cos(\theta_2)} ;$$

Seguidamente con ayuda del mismo teorema se halla en este caso el ángulo ϕ ,

$$r_4^2 = s^2 + r_3^2 - 2 \cdot r_3 \cdot s \cdot \cos(\phi) ;$$

Se despeja el ángulo ϕ ,

$$\phi = \left(\frac{-r_4^2 + s^2 + r_3^2}{2 \cdot s \cdot r_3} \right) ;$$

A continuación con ayuda de las relaciones del seno se halla el ángulo β ,

$$s \cdot \sin(\beta) = r_2 \cdot \sin(\theta_2) ;$$

Se despeja el ángulo β ,

$$\beta = \arcsin \left(\frac{r_2}{s} \cdot \sin(\theta_2) \right) ;$$

Se sigue el mismo proceso para hallar el ángulo δ ,

$$r_4 \cdot \sin(\delta) = r_3 \cdot \sin(\phi) ;$$

$$\delta = \arcsin \left(\frac{r_3}{r_4} \cdot \sin(\phi) \right) ;$$

Finalmente gráficamente se puede hallar los ángulos θ_3 y θ_4 ; dichos valores fueron introducidos en una columna de Excel para posterior comparación.

$$\theta_3 = \beta - \phi ;$$

$$\theta_4 = 360 - (\delta + \beta) ;$$

2. Elección de la geometría del cuadrilátero de suspensión.

En el apartado anterior se explicó el método donde se ha visto como se calculará el ángulo θ_3 y con ello poder calcular la variación de dicho ángulo en función de las diferentes posiciones que adoptar el cuadrilátero de suspensión.

Se estudiaron cuatro posibles geometrías:

	θ_2	r_1	r_2	r_3	r_4
MEDIDA	grados °	mm.	mm.	mm.	mm.
OPCION 1	95	105	180	90	175.4031
	90	105	180	90	175.4031
	88	105	180	90	175.4031
	85	105	180	90	175.4031
	80	105	180	90	175.4031
	75	105	180	90	175.4031
	70	105	180	90	175.4031
OPCION 2	95	100	180	90	175.2222
	90	100	180	90	175.2222
	85	100	180	90	175.2222
	80	100	180	90	175.2222
	75	100	180	90	175.2222
	70	100	180	90	175.2222
OPCION 3	95	95	180	90	175.1839
	90	95	180	90	175.1839
	85	95	180	90	175.1839
	80	95	180	90	175.1839
	75	95	180	90	175.1839
	70	95	180	90	175.1839
OPCION 4	95	115	180	90	176.1904
	90	115	180	90	176.1904
	85	115	180	90	176.1904
	80	115	180	90	176.1904
	75	115	180	90	176.1904
	70	115	180	90	176.1904

En cada una de las opciones se analizó la variación del ángulo camber, objetivo principal del futuro diseño geométrico es minimizar esta variación en todo su recorrido. Para analizar esta variación se utilizó el método anteriormente explicado, se varió el ángulo θ_2 , es el ángulo formado por las barras r_1 y r_2 .

Todo este análisis quedó reflejado en una tabla de Excel donde se verá a continuación los valores de la variación del ángulo.

MEDIDA	θ_2 grados °	S mm.	Φ grados °	β grados °	δ grados °	θ_3 grados °	θ_4 grados °	θ_4-180 grados °
OPCION 1	95	216.1469	51.8128	56.0575	23.7845	-4.2447	280.1581	100.1581
	90	208.3867	56.3977	59.7436	25.3004	-3.3459	274.9561	94.9561
	88	205.1970	58.2434	61.2434	25.8673	-3.0000	272.8893	92.8893
	85	200.3260	61.0315	63.5233	26.6736	-2.4919	269.8031	89.8031
	80	191.9924	65.7482	67.4124	27.8930	-1.6642	264.6945	84.6945
	75	183.4166	70.5833	71.4296	28.9418	-0.8464	259.6286	79.6286
	70	174.6329	75.5754	75.5976	29.7970	-0.0223	254.6053	74.6053
OPCION 2	95	213.3954	53.3385	57.1713	24.3321	-3.8328	278.4966	98.4966
	90	205.9126	57.7150	60.9454	25.7361	-3.2304	273.3185	93.3185
	85	198.1474	62.1543	64.8176	27.0108	-2.6633	268.1716	88.1716
	80	190.1280	66.6835	68.8038	28.1438	-2.1203	263.0524	83.0524
	75	181.8860	71.3314	72.9228	29.1180	-1.5914	257.9592	77.9592
	70	173.4568	76.1302	77.1975	29.9112	-1.0673	252.8912	72.8912
OPCION 3	95	210.7267	54.8891	58.3137	24.8513	-3.4246	276.8350	96.8350
	90	203.5313	59.0605	62.1759	26.1450	-3.1154	271.6790	91.6790
	85	196.0721	63.3053	66.1399	27.3218	-2.8346	266.5383	86.5383
	80	188.3779	67.6448	70.2218	28.3681	-2.5770	261.4101	81.4101
	75	180.4810	72.1018	74.4403	29.2672	-2.3385	256.2925	76.2925
	70	172.4178	76.7021	78.8180	29.9981	-2.1158	251.1839	71.1839
OPCION 4	95	221.8857	48.8333	53.9148	22.6150	-5.0814	283.4702	103.4702
	90	213.6001	53.8474	57.4259	24.3591	-3.5785	278.2150	98.2150
	85	204.9799	58.8719	61.0205	25.9293	-2.1486	273.0502	93.0502
	80	196.0509	63.9582	64.7131	27.3194	-0.7550	267.9675	87.9675
	75	186.8419	69.1562	68.5215	28.5145	0.6347	262.9641	82.9641
	70	177.3848	74.5194	72.4676	29.4905	2.0518	258.0419	78.0419

Por tanto después de analizar las cuatro posibles opciones, se eligió la opción 3, en esta opción se puede comprobar que la variación del ángulo de camber es mucho menor a las demás opciones en sus posibles recorridos.

Se comprobó gráficamente con ayuda del programa AutoCad el recorrido del sistema de suspensión; con ello se vio por tanto si los cálculos eran correctos y el recorrido de forma más gráficamente del cuadrilátero de suspensión.

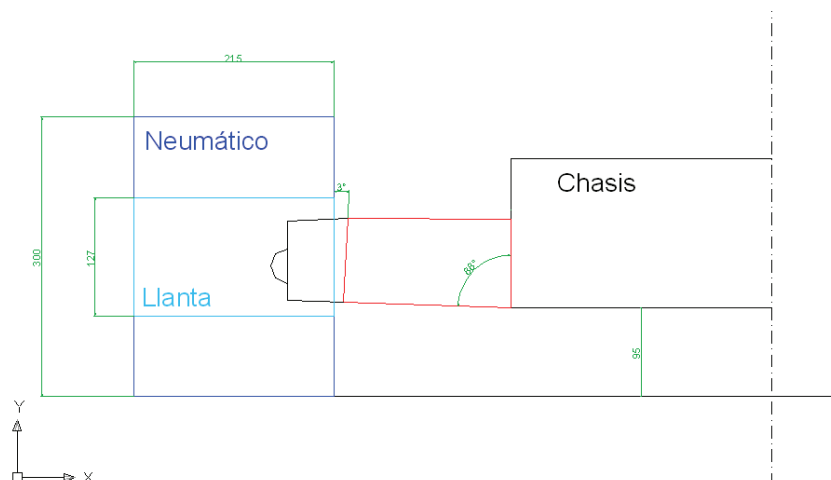


Imagen 1
 Posición de reposo $\theta_2 = 88^\circ$.

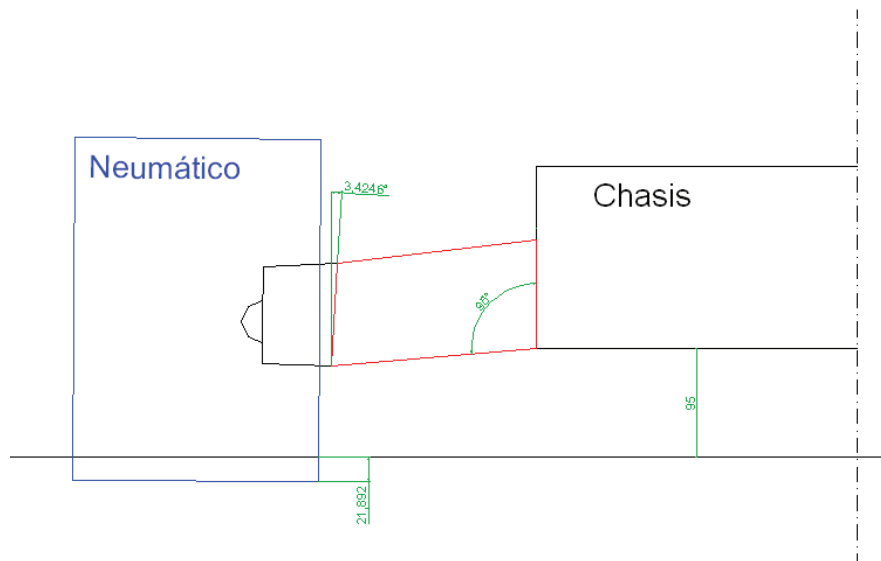


Imagen 2
 Posición Extrema de Extensión $\theta_2 = 95^\circ$.
 $\theta_3 = -3,4246^\circ$.

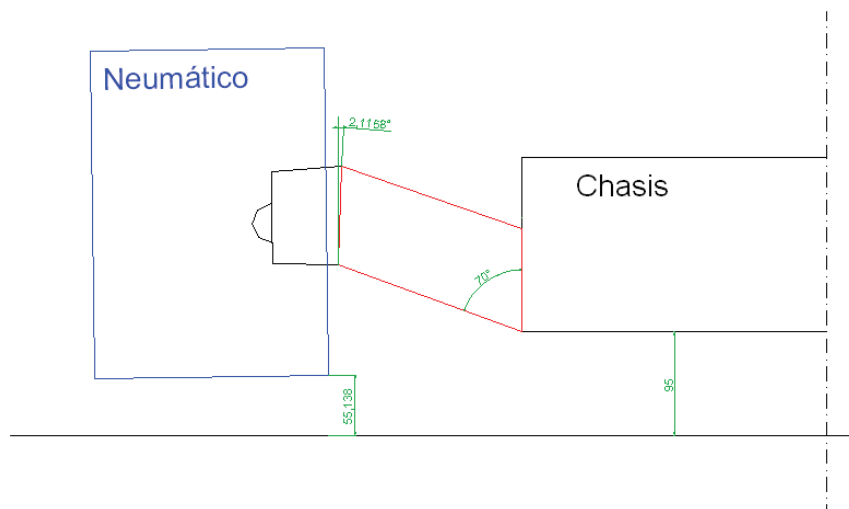
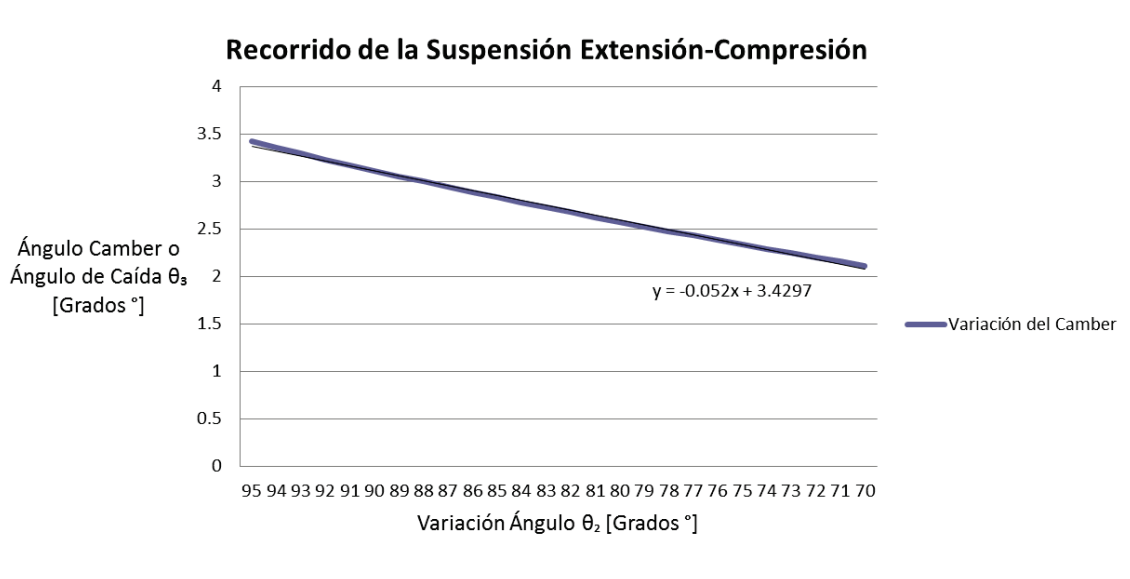


Imagen 3
 Posición Max. de Compresión $\theta_2 = 70^\circ$.
 $\theta_3 = -2,1158^\circ$.

Se introdujeron los datos de variación del ángulo de caída θ_3 en un gráfico para analizar la variación del ángulo más detalladamente. Se representó un gráfico del ángulo de caída en función de la variación del ángulo θ_2 de grado en grado. Se pudo comprobar que la variación es de tipo lineal.



Grafica de variación del ángulo de caída durante el recorrido de suspensión.

3. Calculo Gráfico del CIR y del C_b

El comportamiento de un vehículo en función de la posición de estos puntos quedo explicado en la memoria del proyecto, en este apartado se calculará gráficamente estos dos puntos en función de la opción geométrica del cuadrilátero.

El centro instantáneo de rotación (CIR) es el punto en torno al cual gira un cuerpo en un instante determinado. Se define como la intersección de las perpendiculares a las trayectorias que recorren los puntos del cuerpo en movimiento. Durante el movimiento rectilíneo de un cuerpo, el centro instantáneo de rotación se halla en el infinito en dirección perpendicular al movimiento. Si el cuerpo está unido al sistema por medio de 2 varillas (por ejemplo, las suspensiones de trapecio oscilante), su centro instantáneo de rotación deberá pertenecer a las dos rectas representadas por las varillas y por tanto, se hallará en el punto de intersección de las mismas. Con razonamientos análogos puede hallarse el centro instantáneo de rotación de cualquier sistema articulado, por complicado que sea el mismo.

Para el caso de las suspensiones este punto define lo que sería el centro virtual instantáneo que reemplazaría al conjunto de los elementos de suspensión por una barra única equivalente. Se la denomina como virtual ya que no existe e instantáneamente porque varía para cada posición de la suspensión. El cálculo grafico del CIR es de real importancia ya que al determinar este punto, se define otro punto tan importante como es el centro de roloido.

El centro de roloido o balanceo (C_b) es el punto situado en el plano transversal de la suspensión delantera o trasera, en torno al cual gira la masa suspendida del vehículo bajo la acción de la fuerza centrífuga. El Centro de Rolido es el lugar de giro instantáneo del chasis respecto de las ruedas (o de la masa suspendida respecto de la no suspendida). El Centro de Rolido se obtiene, trazando primeramente el Centro Instantáneo de Rotación respecto a la carrocería, punto definido por la geometría de la suspensión; se une este punto con el centro de la huella de la rueda (punto A) y se prolonga la recta así obtenida hasta encontrar el eje de simetría del vehículo; este punto de intersección es el Centro de Rolido.

Cuando las suspensiones son simétricas como en la mayoría de los vehículos, con el cálculo de una sola suspensión, ya es suficiente pues al resolver la del otro lado coincidirá con el mismo punto.

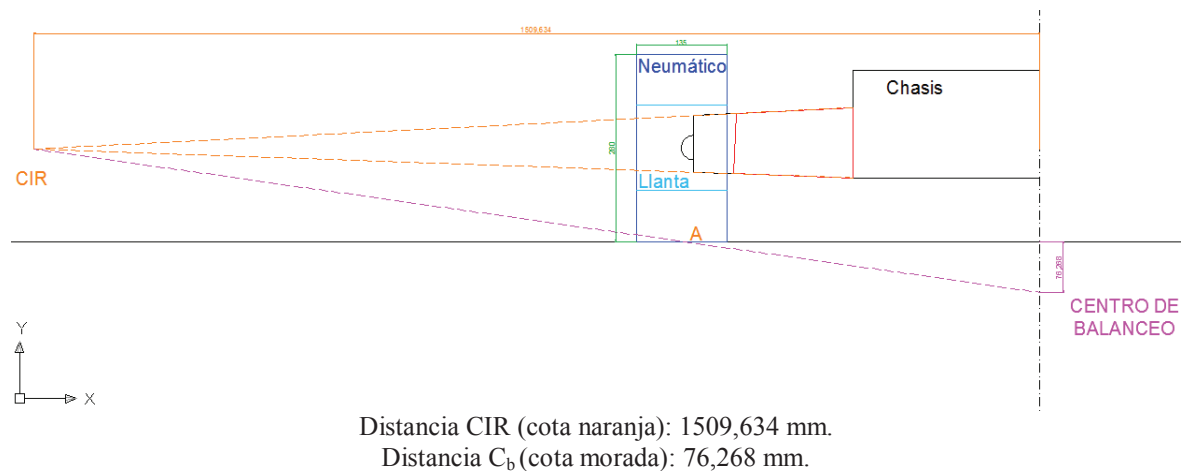
El Centro de Rolido es un punto muy importante pues su posición, como también su movimiento, es de vital importancia. Los dos centros de rolido, delantero y trasero, definen una recta, el eje de rolido, en torno al cual gira el vehículo en sus oscilaciones laterales. Puede desplazarse lateral o verticalmente, o una combinación de ambos, durante el balanceo del chasis. Estos movimientos pueden afectar el funcionamiento del chasis por variar ángulos de alineación o distancias al centro de gravedad. La posición de este eje con respecto al centro de gravedad determina la mayor o menor tendencia del coche a balancearse y a elevarse en las curvas.

Para hallar los puntos se representaron las cuatros opciones estudiadas en el programa de diseño AutoCad en 2D, donde gráficamente se hallaron los puntos y con esto ver las alturas de los puntos en las diferentes opciones y claro esta en la futura geometría final (opción 3).

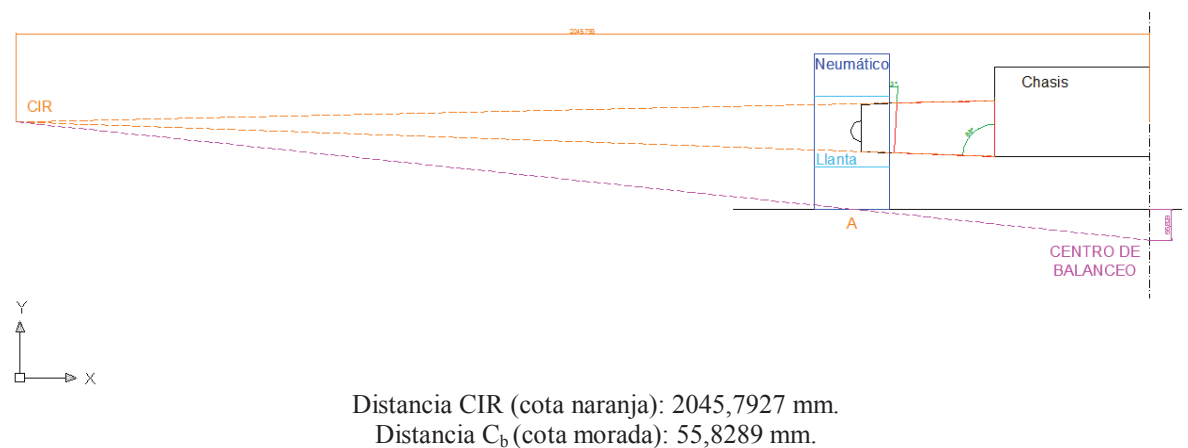
Se ven a continuación las imágenes de cada una de las opciones geométricas importadas desde el programa AutoCad, para cada uno de los ejes, tanto delantero como trasero.

EJE DELANTERO

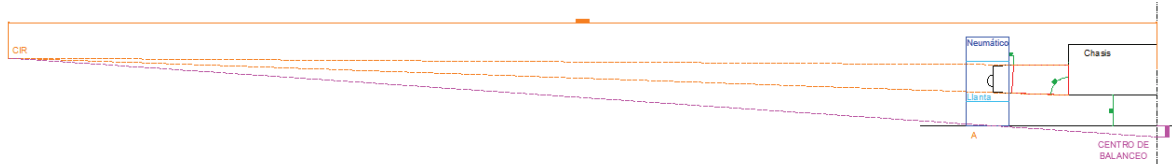
- Opción 1:



- Opción 2:

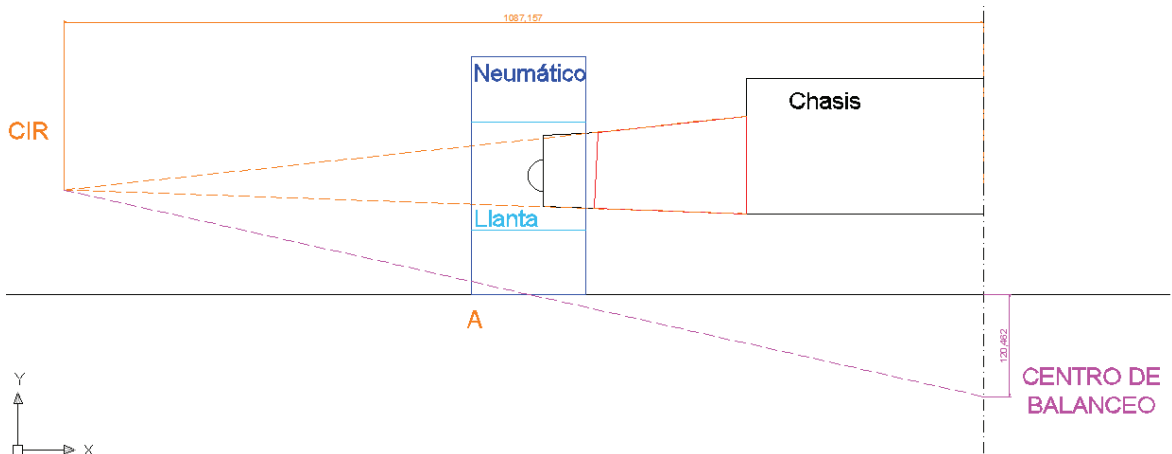


- Opción 3:



Distancia CIR (cota naranja): 3636,0378 mm.
 Distancia C_b (cota morada): 36,8096 mm.

- Opción 4:

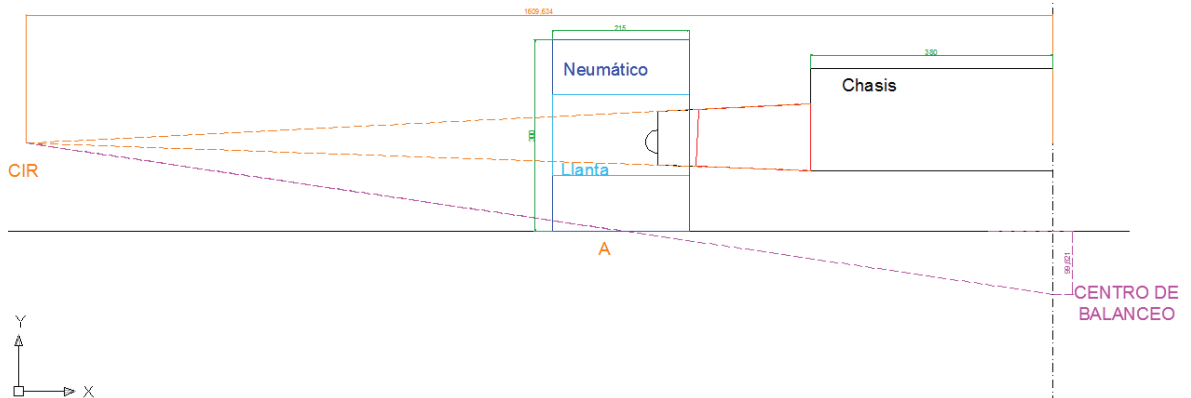


Distancia CIR (cota naranja): 1087,1569 mm.
 Distancia C_b (cota morada): 120,462 mm.

A continuación se analizaran las cuatro opciones para el caso del eje trasero, se estudian los dos ejes ya que las dimensiones de los neumáticos y el ancho de vía del eje son diferentes, con lo que el centro de balanceo tendrá una ligera variación a tener en cuenta posteriormente para el cálculo de las transferencias de carga en curva.

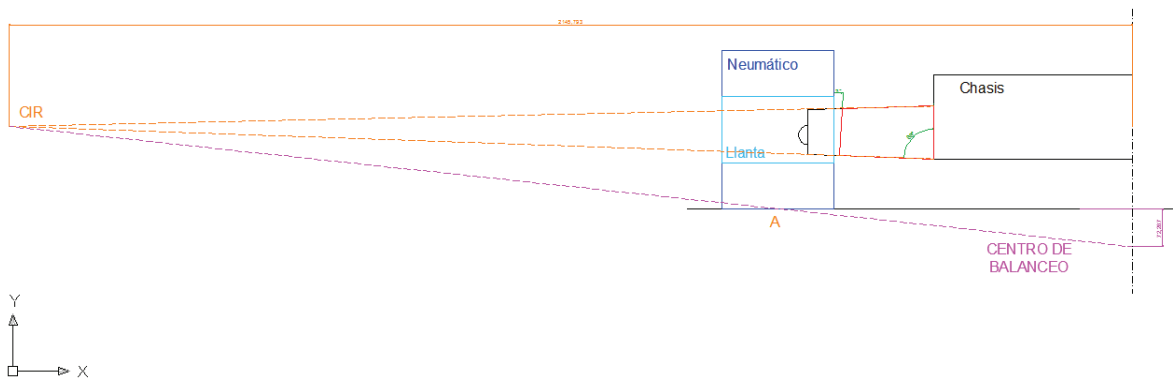
EJE TRASERO

- Opción 1:



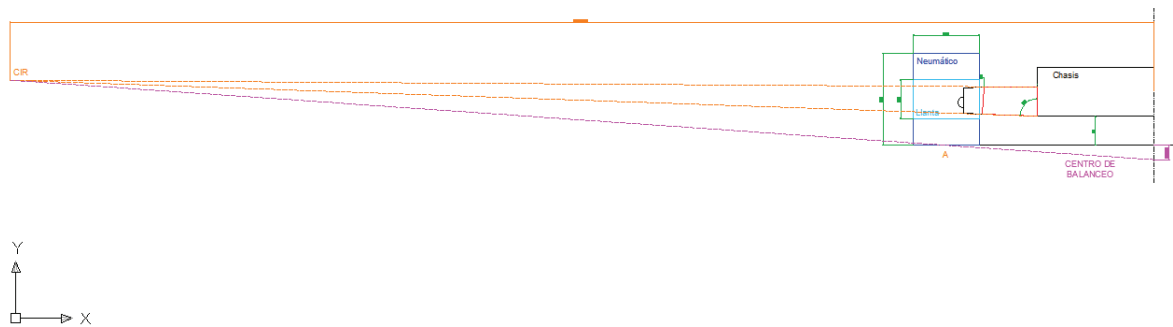
Distancia CIR (cota naranja): 1609,6335 mm.
 Distancia C_b (cota morada): 99,6212 mm.

- Opción 2:



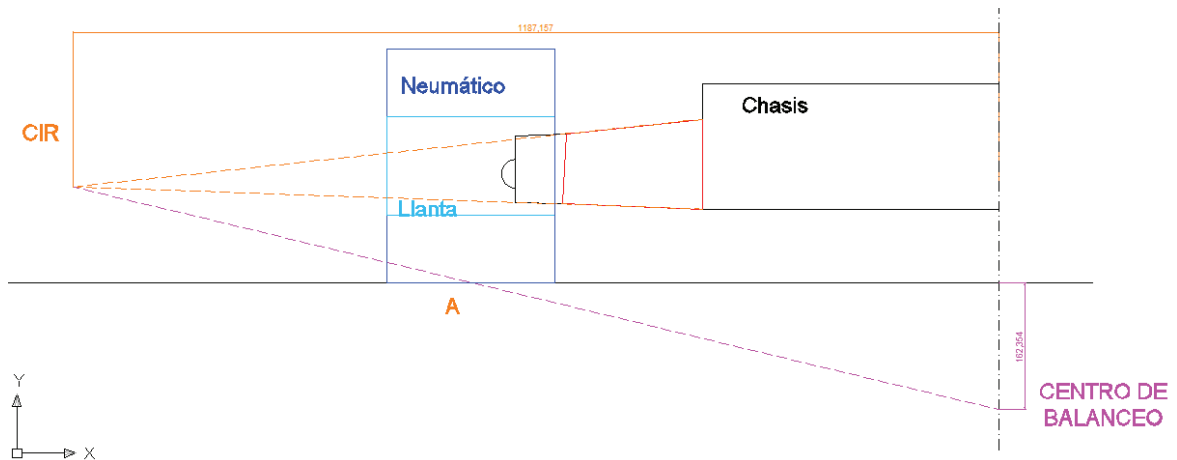
Distancia CIR (cota naranja): 2145,7927 mm.
 Distancia C_b (cota morada): 72,2874 mm.

- Opción 3:



Distancia CIR (cota naranja): 3736,0378 mm.
 Distancia C_b (cota morada): 47,0036 mm.

- Opción 4:



Distancia CIR (cota naranja): 1187,1569 mm.

Distancia C_b (cota morada): 162,3544 mm.

Gracias al programa de diseño AutoCad se pudo analizar previamente la situación del Centro Instantáneo de Rotación (CIR) y del Centro de Balanceo (C_b), de las posibles geometrías.

Para la selección de la geometría final se tuvo en cuenta lo explicado en el apartado anterior, séase la mínima variación del ángulo camber (θ_3); y lo explicado en este apartado la situación de los dos centros, principalmente que la cota del centro de balanceo fuera la mínima posible.

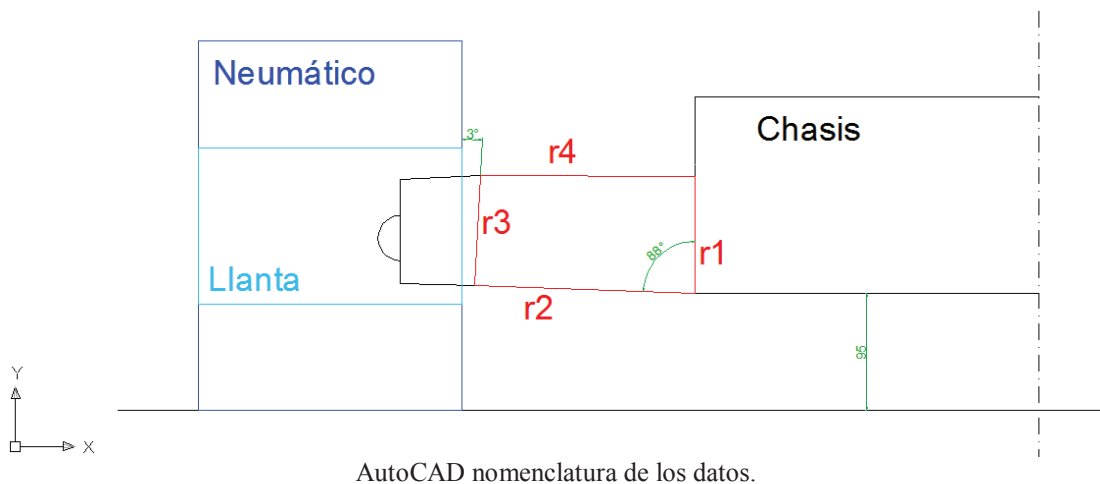
Sabiendo esto y habiendo visto las medidas resultantes se eligió, por tanto, la opción 3 como la geometría final del cuadrilátero deformable de suspensión tanto para el eje delantero como para el trasero.

Quedan marcadas por tanto las medidas de esta forma:

	r_1	r_2	r_3	r_4
Medida	mm.	mm.	mm.	mm.
Opción 3 Definitiva	95	180	90	175,1839

Medida	Centro de Balanceo (C_b)		Centro Instantáneo de Rotación (CIR)	
	Eje Delantero mm.	Eje Trasero mm.	Eje Delantero mm.	Eje Trasero mm.
Opción 3 Definitiva	-36,8096	-47,0036	3636,0378	3736,0378

Tabla resumen de los datos finales.



Gracias a los cálculos de este apartado, se hallaron las distancias de los centros de balanceo de ambos ejes. Estas medidas serán necesarias par el cálculo de transferencia de carga transversal para el eje delantero y trasero; este cálculo será explicado en un apartado más adelante.

4. Situación del Centro de Gravedad

Se calculo la posición aproximada del centro de gravedad o baricentro del prototipo. Para ello se utilizó la definición principal del centro de gravedad que dice;

El baricentro de los (A_i, m_i) es el punto G definido como sigue,

$$\vec{OG} = \frac{\sum m_i \cdot \vec{OA}_i}{\sum m_i} = \frac{m_1 \cdot \vec{OA}_1 + \dots + m_n \cdot \vec{OA}_n}{m_1 + \dots + m_n}, \quad \text{con } \sum m_i \neq 0 ;$$

Esta definición depende del punto O, que puede ser cualquiera. Si se toma el origen del plano del espacio, se obtienen las coordenadas del baricentro como promedio ponderado por los m_i (masa de cada una de las partes) de las coordenadas de los puntos A_i (de cada una de las partes).

Se tomaron entonces las referencias de algunos de los componentes del prototipo para hacer un cálculo aproximado, se introdujo en una tabla de Excel los componentes con sus respectivos pesos y centros de gravedad unitarios. Se analizó la situación del centro de gravedad en dos ejes con sus respectivos ejes de referencia, el eje longitudinal (Eje X) con el eje de referencia situado en el eje trasero y el eje de alturas (Eje Z) con el eje de referencia situado en altura de suelo.

	Peso	Altura Eje Z	Longitudinal Eje X
Medida	kg.	mm.	mm.
Neumático y Llanta	2,268	160	1400
Chasis y Asiento	41,5	175	600
Piloto Sentado	75	345	450
Motor	28	295	150

Con estos datos se calculo una situación de referencia del centro de gravedad necesaria para otros cálculos del proyecto.

- Para el caso del Eje Z:

$$Z_{cdg} = \frac{\sum m_i \cdot z_i}{\sum m_i};$$

$$Z_{cdg} = \frac{[(2,268 \cdot 4 \cdot 160) + (41,5 \cdot 175) + (75 \cdot 345) + (28 \cdot 295)]}{[(2,268 \cdot 4) + 41,5 + 75 + 28]} = 279,0158 \text{ mm.}$$

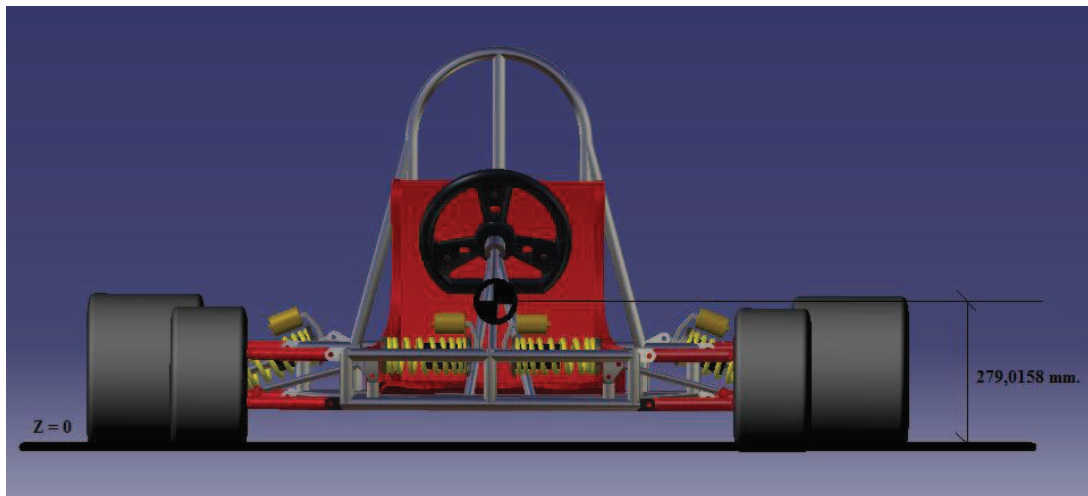


Imagen desde Catia V5 modificada.

- Para el caso del Eje X:

$$X_{cdg} = \frac{\sum m_i \cdot x_i}{\sum m_i};$$

$$X_{cdg} = \frac{[(2,268 \cdot 2 \cdot 1400) + (41,5 \cdot 600) + (75 \cdot 450) + (28 \cdot 150)]}{[(2,268 \cdot 2) + 41,5 + 75 + 28]} = 464,32 \text{ mm.}$$

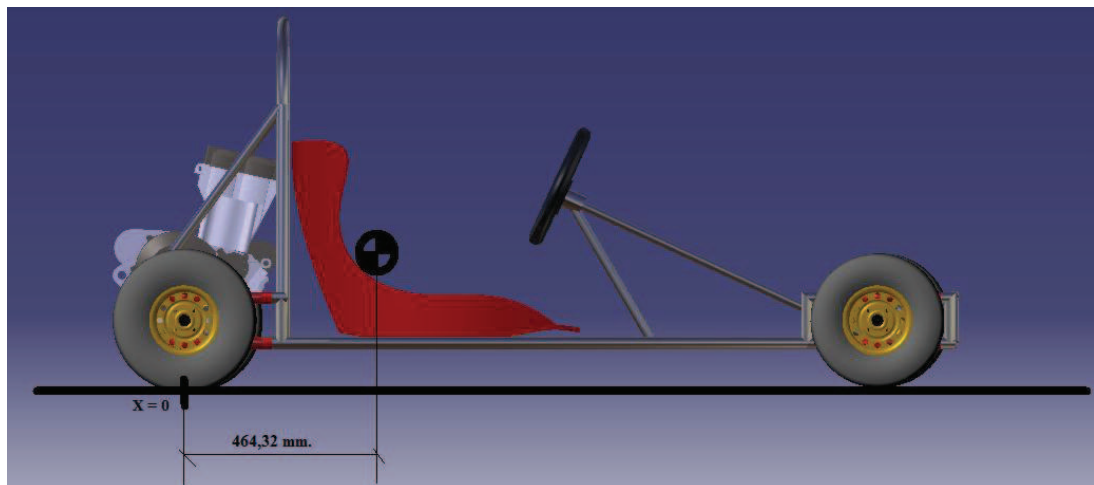


Imagen desde Catia V5 modificada.

Sabiendo la situación del centro de gravedad en el eje longitudinal del vehículo se pudo calcular el reparto de pesos del vehículo, aspecto fundamental para el comportamiento y maniobrabilidad de cualquier vehículo.

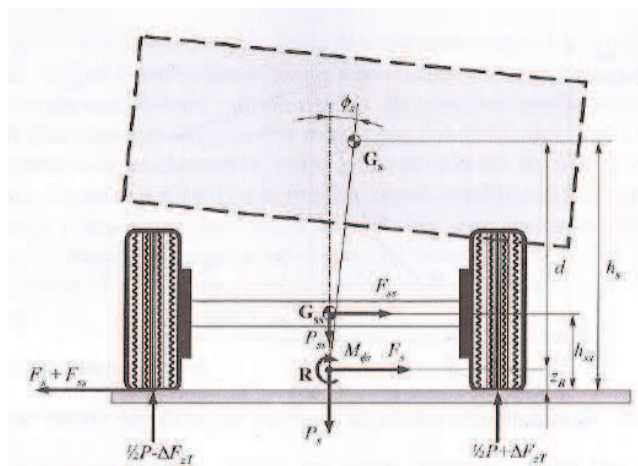
Teniendo en cuenta que la distancia total entre los ejes es de 1400 mm. y según el resultado del centro de gravedad en el eje X; $X_{CdG} = 464,32 \text{ mm}$. se calculo el reparto de pesos del prototipo.

Con un resultado de un reparto de pesos del $33,1657 \% \approx 35 \%$ para el eje delantero y por tanto un 65% del peso total para el eje trasero.

5. Análisis Dinámico del Mecanismo.

5.1. Transferencia de Carga Transversal.

Como se explicó en la memoria de forma teórica el concepto de la transferencia de carga, este apartado se centra en obtener los resultados para el diseño siguiendo el proceso explicado en la memoria.



Primeramente se tomaron los datos necesarios de la opción elegida (opción 3) del prototipo para el cálculo de la transferencia de carga, y se introdujeron en una tabla del programa Excel.

	$A_y (0,8 \cdot g)$	Masa Suspendida m_s	Masa Semisuspendida m_{ss}	h_s	h_{ss}
Medida	m/s^2	kg.	kg.	mm.	mm.
	7,8480	186,5	15	279,0158	160

Tabla de datos.

Para el cálculo de las cargas en transferencia de carga transversales estos datos fueron los que se fijaron iguales para todos los casos. Se fijó de forma aproximada una masa suspendida (m_s), una masa semisuspendida (m_{ss}) y las alturas de la masa suspendida y la semisuspendida respectivamente, (h_s , h_{ss}).

Se calculará la transferencia de carga del vehículo a su paso por una curva con una aceleración transversal fija de $0,8 \cdot g$ m/s^2 (A_y).

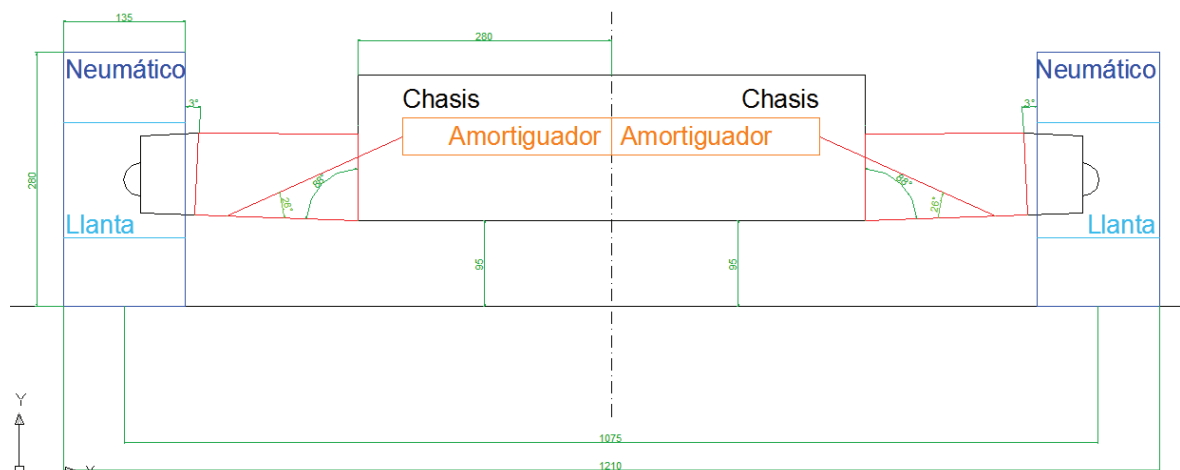
Teniendo introducidos los datos necesarios en una tabla de Excel se pudo comenzar el cálculo de las cargas en cada rueda en los diferentes casos de transferencia de carga.

Se calculó para una variación del ángulo de balanceo (Φ_s) de $0,5^\circ$ a 5° .

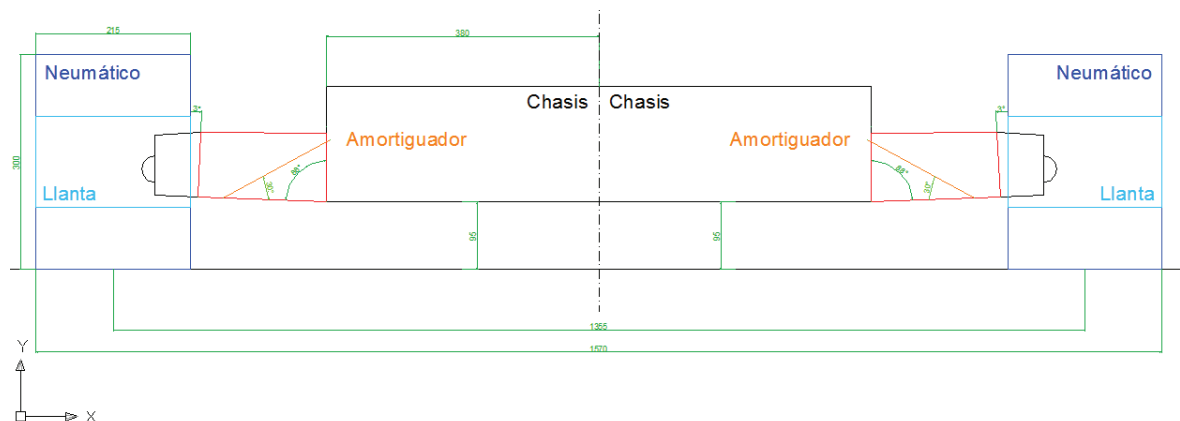
Medida	Ángulo Balanceo (Φ_s) Grados °
	0,5
	1
	2
	3
	4
	5

Variación del ángulo de balanceo.

Durante este cálculo se tuvo en cuenta el eje del vehículo para el cual se estaba obteniendo la carga, para cada eje se varió el ancho de vía (A_v) y su respectiva altura del centro de balanceo (Z_R).

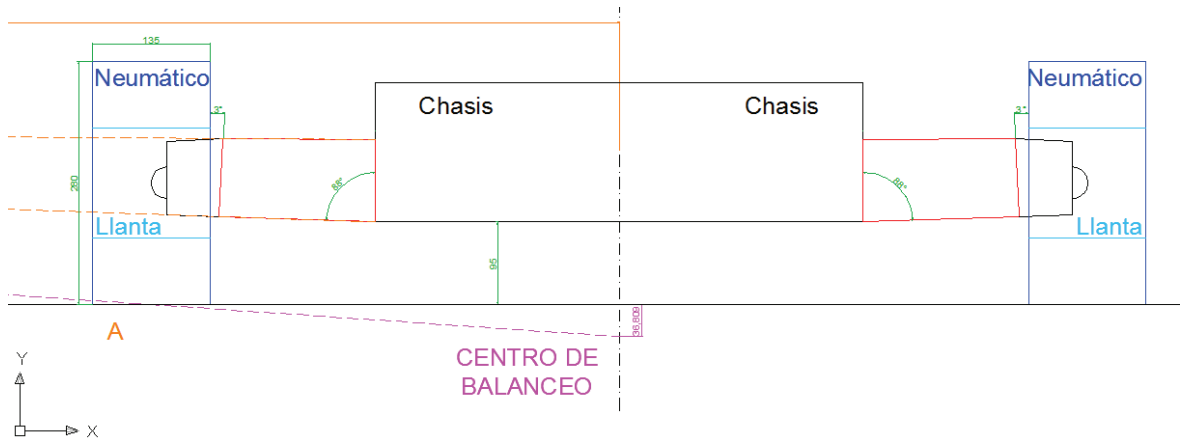


Ancho de Vía Eje Delantero. AutoCAD.

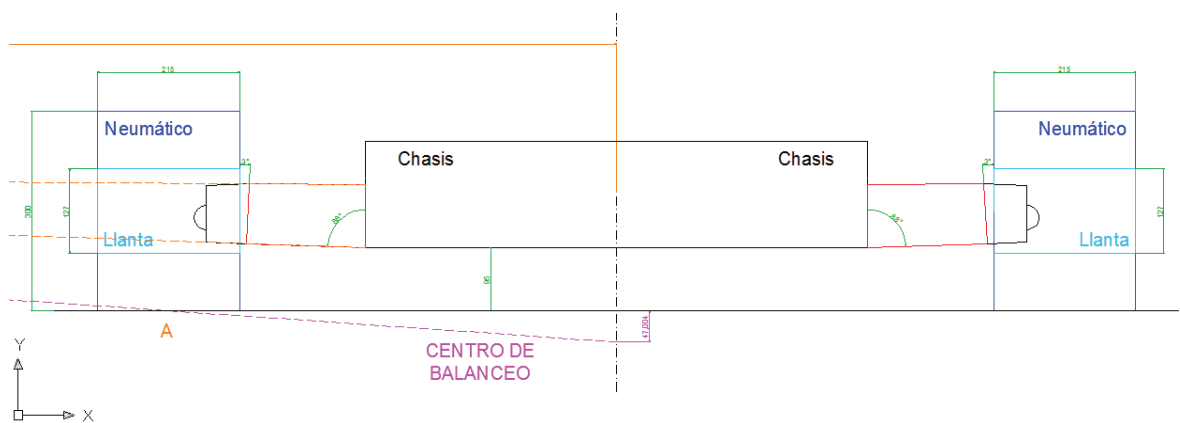


Ancho de Vía Eje Trasero. AutoCAD.

Teniendo la sección aproximada del vehículo en cada eje, se tomaron los anchos de vía de cada eje respectivamente para el cálculo posterior.



Eje Delantero. AutoCAD.



Eje Trasero. AutoCAD.

Se tomaron los datos necesarios para el cálculo posterior del momento de balanceo y la transferencia total de carga.

	Ancho Vía	Zr (Cb)	Z (Cg)	d
Medida	mm.	mm.	mm.	mm.
Eje Delantero	1075	-36.8096	279.0158	242.2062
Eje Trasero	1355	-47.0040	279.0158	232.0118

Tabla de datos.

Se muestran a continuación las formulas introducidas para el cálculo, ya explicadas en la memoria de forma teórica,

$$M_{\phi_s} = m_s \cdot a_y \cdot d \cdot \cos(\phi_s) + m_s \cdot g \cdot d \cdot \sin(\phi_s);$$

Hallando el momento de balanceo se pudo proceder al cálculo siguiente.

Para el cálculo del incremento de la fuerza total en el eje z fue necesaria la formula de a continuación,

$$\Delta F_{zT} = \Delta F_{zSS} + \Delta F_{zS} + \Delta F_{z\phi S} = \frac{m_{SS} \cdot a_y \cdot h_{SS}}{A_v} + \frac{m_S \cdot a_y \cdot Z_R}{A_v} + \frac{M_{\phi S}}{A_v} ;$$

	Ángulo Balanceo. (Φ_s)	M (Φ_s)	ΔF_z
Eje Delantero	0.5	277656.2445	226.4622
	1	280620.7942	229.2200
	2	286485.5583	234.6756
	3	292263.0562	240.0500
	4	297951.5278	245.3416
	5	303549.2406	250.5488

Tabla de Resultados para el Eje Delantero.

	Ángulo Balanceo. (Φ_s)	M (Φ_s)	ΔF_z
Eje Trasero	0.5	265969.7608	162.5089
	1	268809.5332	164.6047
	2	274427.4509	168.7508
	3	279961.7753	172.8351
	4	285410.8206	176.8566
	5	290772.9270	180.8139

Tabla de Resultados para el Eje Trasero.

Teniendo el cálculo del incremento total de la fuerza (ΔF_{zT}), se pudo proceder al cálculo final de las cargas en cada rueda en su respectivo eje sabiendo que el peso total considerado del vehículo es de aproximadamente 205 kg.; teniendo en cuenta cada caso de ángulo de balanceo.

Se introdujeron por tanto la carga en la rueda exterior de la curva (F_{ze}) y la carga en la rueda interior de la curva (F_{zi}).

$$F_{ze} = \frac{1}{2} \cdot P + \Delta F_{zT} ;$$

$$F_{zi} = \frac{1}{2} \cdot P - \Delta F_{zT} ;$$

	Fz Rueda Exterior	Fz Rueda Interior	Peso Eje 35% Reparto de pesos	Ángulo Balanceo (Φ s)
Medida	N	N	N	Grados °
Eje Delantero	578.3960	125.4715	703.8675	0.5
	581.1537	122.7138	703.8675	1
	586.6093	117.2582	703.8675	2
	591.9837	111.8838	703.8675	3
	597.2753	106.5922	703.8675	4
	602.4825	101.3850	703.8675	5

Tabla de Resultados para el Eje Delantero.

Se obtuvieron los resultados para el eje delantero, donde se comprobó la transferencia de carga para cada rueda según el balanceo del vehículo.

Estos datos serán necesarios para el diseño de la rigidez y geometría del cuadrilátero de suspensión delantero.

Se tomarán dos cargas de referencia para futuros cálculos.

En posición de reposo, es decir solo actuando el propio peso del vehículo, se tiene una carga por rueda del eje delantero de,

$$F_z = \frac{703,8675}{2} = 351,9338 N.$$

La máxima carga que aparecerá en una rueda será en el momento de máxima transferencia de carga, el resultado obtenido es,

$$F_{ze} = 602,4825 N.$$

A continuación los resultados del eje trasero,

	Fz Rueda Exterior	Fz Rueda Interior	Peso Eje 65% Reparto de pesos	Ángulo Balanceo (Φ s)
Medida	N	N	N	Grados °
Eje Trasero	816.1002	491.0823	1307.1825	0.5
	818.1960	488.9865	1307.1825	1
	822.3420	484.8405	1307.1825	2
	826.4264	480.7561	1307.1825	3
	830.4478	476.7347	1307.1825	4
	834.4051	472.7774	1307.1825	5

Tabla de Resultados para el Eje Trasero.

Siguiendo el mismo método que en el eje delantero se obtuvieron los resultados de las cargas que aparecen en las ruedas.

De la misma forma que en el eje delantero se tomaron dos cargas de referencia para los cálculos de rigidez del sistema de suspensión trasero.

Para la posición de reposo se obtuvo una carga por rueda de,

$$F_z = \frac{1307,1825}{2} = 653,5914 \text{ N.}$$

La máxima carga que aparecerá en una rueda trasera será en el momento de máxima transferencia de carga y el resultado obtenido es,

$$F_{ze} = 834,4051 \text{ N.}$$

Quedaron calculadas las cargas que aparecerán en cada eje delantero y trasero respectivamente, durante el paso por curva del vehículo y con el consecuente balanceo del vehículo y la aparición de las transferencias de cargas transversales.

En el siguiente apartado se estudiará otro ejemplo de transferencia de carga, en este caso en el eje longitudinal; la aceleración y la frenada del vehículo.

5.2. Transferencia de Carga Longitudinal.

Este apartado se centrará en la opción de los resultados de las cargas que aparecerán en la transferencia de carga longitudinal, así como en la memoria de explicó de manera teórica cada uno de los procesos de transferencia de carga longitudinal y se vio el proceso matemático para su cálculo; en este apartado siguiendo dicho proceso de cálculo se obtendrán los resultados.

Siguiendo el mismo orden que en la memoria primeramente se estudiara el la acción de aceleración y a continuación la acción de frenado del vehículo, estas acciones son las más habituales en circulación de un vehículo a nivel longitudinal, tanto de competición como de calle.

Los valores específicos del vehículo necesarios para el cálculo posterior según la nomenclatura son,

- $h_{cg} = 279,0158 \text{ mm.}$
- $a = 490 \text{ mm.}$
- $b = 910 \text{ mm.}$
- $l = 1400 \text{ mm.}$
- $P = 2011,05 \text{ N.}$

Se analizan a continuación cada uno de los casos estudiados como dinámica diagonal del vehículo.

5.2.1. Dinámica longitudinal. Aceleración.

Cuando un vehículo acelera, se produce un momento de giro que tiende a cargar el eje trasero, y aliviar de carga el eje delantero, esto se debe a que existe una distancia entre el centro de gravedad del vehículo y el centro de las ruedas (donde tenemos la fuerza de tracción).

En la memoria se explicó el concepto de manera más detallada, para hallar las cargas que aparecerán en cada uno de los casos, se supondrá una aceleración perfecta y a máximo gas del vehículo desde parado hasta una velocidad de 100 km/h. Se tomo un valor de referencia con respecto a vehículos con un motor semejante, se consigue alcanzar los 100km/h en 3,4 segundos.

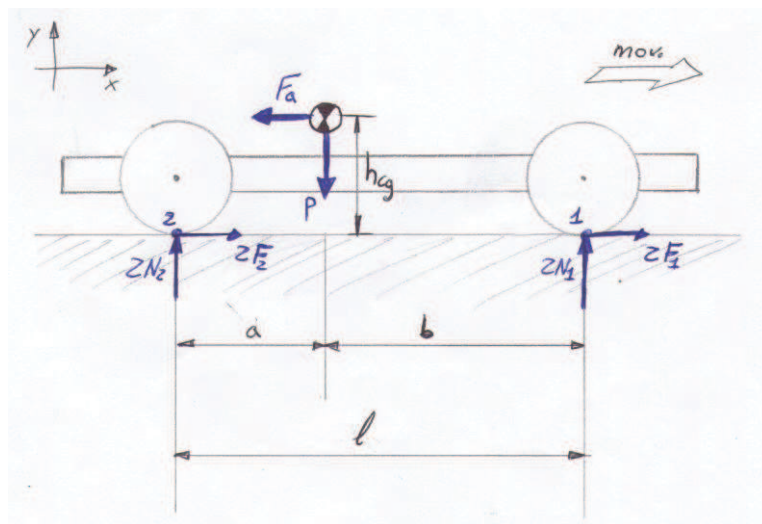
Teniendo estos datos de referencia se pudo calcular que el vehículo tiene una aceleración en el eje “x” de,

$$a_x = 8,17 \text{ m/s}^2 ;$$

En el eje horizontal aparecerá una fuerza debida a la aceleración (F_a) la cual depende de las características del vehículo y del modo de aceleración. Se calculo una masa aproximada del vehículo de 205 kg y con la aceleración hallada se pudo calcular la fuerza debida a la aceleración.

$$F_a = m \cdot a_x = 1674,85 \text{ N} ;$$

Conociendo la fuerza de aceleración que aparecerá se procedió a analizar el solido libre del vehículo,



Esquema Solido libre del vehículo en Aceleración.

Siguiendo la misma nomenclatura utilizada en el esquema del solido libre donde,

- h_{cg} : es la altura del centro de gravedad al suelo.
- F_a : es la fuerza debida a la aceleración.
- P : peso total del vehículo aplicado en el centro de gravedad.
- b : es la distancia en el eje horizontal desde el centro de gravedad hasta el punto de contacto rueda-suelo delantero.
- N_2 : es la transferencia de carga que aparece el punto de contacto rueda-suelo trasero.
- N_1 : es la transferencia de carga que aparece el punto de contacto rueda-suelo delantero.
- l : distancia entre ejes “wheelbase”.

Se plantearon las ecuaciones de equilibrio,

$$\begin{aligned} \Sigma F_x &= 0 ; \\ 2 \cdot (F_1 + F_2) - F_a &= 0 ; \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \Sigma F_y &= 0 ; \\ 2 \cdot (N_1 + N_2) - P &= 0 ; \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_1 &= 0 ; \\ (2 \cdot N_2 \cdot l) - (P \cdot b) - (F_a \cdot h_{cg}) &= 0 ; \end{aligned} \quad (3)$$

De las ecuaciones (3) y (2) se despejaron N_2 y N_1 respectivamente para su cálculo,

$$N_2 = \frac{(P \cdot b) + (F_a \cdot h_{cg})}{2 \cdot l} ;$$

$$N_1 = \frac{P}{2} - N_2 ;$$

A continuación se sustituye por los valores y se obtienen las cargas en el punto de contacto rueda-suelo del eje delantero y trasero para la transferencia de carga en aceleración,

$$N_2 = \frac{(2011,05 \cdot 910) + (1674,85 \cdot 279,0158)}{2 \cdot 1400} ;$$

$$N_1 = \frac{2011,05}{2} - N_2 ;$$

Se obtiene por tanto,

$$N_2 = N_{trasera} = \mathbf{820,4875 N.}$$

$$N_1 = N_{delantera} = \mathbf{185,0375 N.}$$

5.2.2. Dinámica longitudinal. Frenado.

Cuando se realiza una maniobra de frenada, aparecerá en el vehículo una fuerza de inercia que actuará en el centro de gravedad del mismo, (que es donde se supone que tiene concentrada la masa). Esta fuerza será paralela a la superficie de rodadura y lleva el sentido del avance del vehículo.

$$F_{inercia} = m \cdot a_{xf} ;$$

Para este caso se considerará una frenada de 1G y el resto de parámetros específicos del vehículo seguirán siendo los mismos como es lógico.

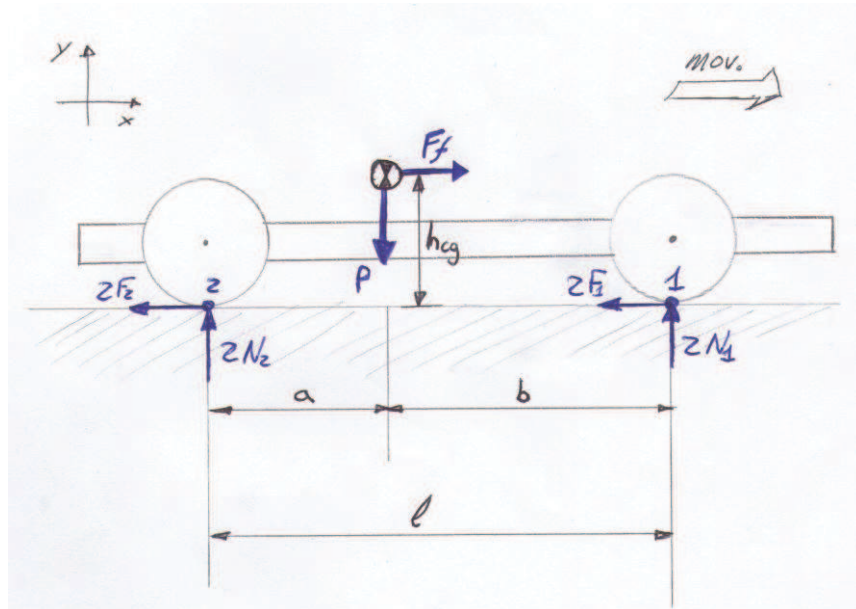
Como se ha visto, la física de frenado, será parecida a la de aceleración, ambas implican una transferencia de carga a nivel de ejes traseros y delanteros, debido a un par que se genera entre la superficie de rodadura, y el centro de gravedad del vehículo a causa de la inercia de este.

En el eje horizontal aparecerá por tanto como se ha visto una fuerza debida a la frenada (F_f) la cual depende de las características del vehículo.

Se calculo una masa aproximada del vehículo de 205 kg y con el supuesto de frenada de un 1G se pudo calcular la fuerza debida a la frenada.

$$F_f = F_i = m \cdot a_{xf} = 2011,05 \text{ N} ;$$

Conociendo la fuerza de inercia que aparecerá se procedió a analizar el sólido libre del vehículo,



Esquema Sólido libre del vehículo en Frenado.

Siguiendo la misma nomenclatura utilizada en el esquema del sólido libre donde,

- h_{cg} : es la altura del centro de gravedad al suelo.
- F_f : es la fuerza de inercia que aparece debida a la frenada.
- P : peso total del vehículo aplicado en el centro de gravedad.
- b : es la distancia en el eje horizontal desde el centro de gravedad hasta el punto de contacto rueda-suelo delantero.
- N_2 : es la transferencia de carga que aparece el punto de contacto rueda-suelo trasero.
- N_1 : es la transferencia de carga que aparece el punto de contacto rueda-suelo delantero.
- l : distancia entre ejes “wheelbase”.

Se plantearon las ecuaciones de equilibrio,

$$\begin{aligned} \Sigma F_x &= 0 ; & (1) \\ F_f - 2 \cdot (F_1 + F_2) &= 0 ; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Sigma F_y &= 0 ; & (2) \\ 2 \cdot (N_1 + N_2) - P &= 0 ; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_1 &= 0 ; & (3) \\ (2 \cdot N_2 \cdot l) - (P \cdot b) + (F_f \cdot h_{cg}) &= 0 ; \end{aligned}$$

$$N_2 = \frac{(P \cdot b) - (F_a \cdot h_{cg})}{2 \cdot l} ;$$

$$N_1 = \frac{P}{2} - N_2 ;$$

A continuación se sustituye por los valores y se obtienen las cargas en el punto de contacto rueda-suelo del eje delantero y trasero para la transferencia de carga en aceleración,

$$N_2 = \frac{(2011,05 \cdot 910) - (2011,05 \cdot 279,0158)}{2 \cdot 1400} ;$$

$$N_1 = \frac{2011,05}{2} - N_2 ;$$

Se obtiene por tanto,

$$N_2 = N_{trasera} = 453,1931 \text{ N.}$$

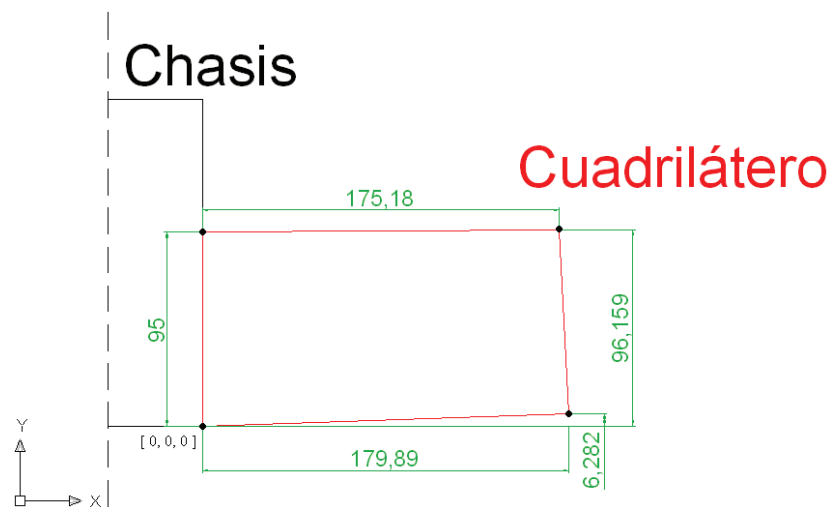
$$N_1 = N_{delantera} = 552,332 \text{ N.}$$

Se analizaron como se ha visto cada uno de los casos en la dinámica del vehículo, hallando en cada caso las cargas que aparecen en el punto de contacto rueda-suelo, las cuales serán aplicadas en los siguientes apartados para generar y elegir la geometría y rigidez del sistema de suspensión.

6. Generación de modelo 2D del Cuadrilátero Deformable.

Para el diseño del paralelogramo deformable de suspensión se ha utilizado el programa de elementos finitos Marc&Mentat, como se pudo ver en el principio del anexo de cálculos se concreto la dimensión del cuadrilátero, así como las barras que lo componen. Para analizar el movimiento del sistema o de un nodo exclusivo se recurrió a este programa; esto conseguía reducir de manera importante el tiempo y la dificultad de los cálculos del nuevo mecanismo. Se le llama nuevo mecanismo no porque varíen las dimensiones de las barras del cuadrilátero sino porque se le añadirá, para el caso del eje delantero una nueva barra (diagonal) que hará que pase a ser un mecanismo de cinco barras, y para el eje trasero esta diagonal será directamente el amortiguador, para cada uno de estos mecanismos sus cálculos sin ayuda del programa serán más costosos y menos fiables.

Se comenzará el diseño dibujando los nodos y las barras de los dos cuadriláteros de suspensión en el programa Marc. Todas las cotas ya fueron calculadas previamente y solo hubo que introducirlas en el programa para conseguir la generación del modelo.



Cotas de los nodos para la generación del modelo 2D.

Hay que tener en cuenta que este modelo es un mecanismo deformable, con lo que las uniones tienen que ser articuladas. Los elementos tienen que ser tipo viga (beam) y las uniones de los mismos deben ser definidas como articuladas en la barra de menús del programa Links/Nodal Ties y dentro de este menú habrá que definir el tipo de unión como Beam Pin Joint.

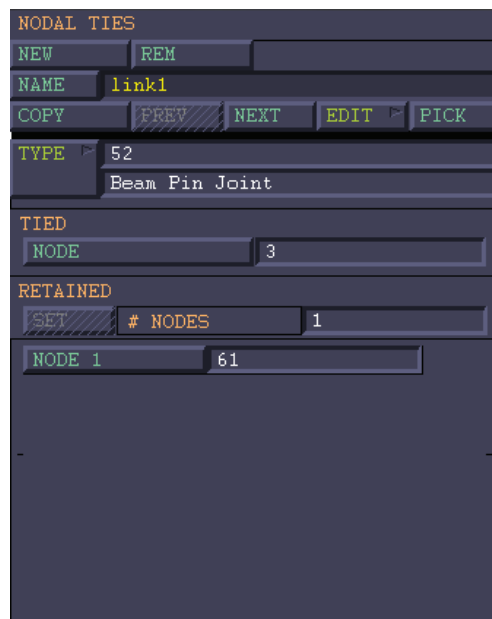


Imagen de Marc&Mentat.

Para los dos nodos anclados en el chasis serán necesarias aplicarles unas restricciones de desplazamiento, en la barra de menús (Boundary Conditions/ Structural).

$$\sum F_x = 0; \quad \sum F_y = 0; \quad \sum F_z = 0;$$

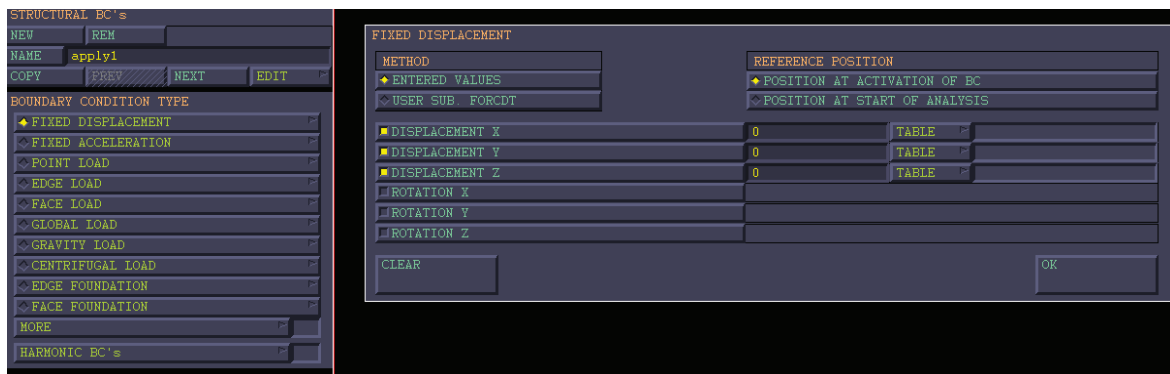


Imagen de Marc&Mentat.

A todo el conjunto se le aplicó la restricción de desplazamiento $\sum F_z=0$ para concebir de mayor rigidez al conjunto y mayor fiabilidad en los cálculos.

Se tenía ya generado el cuadrilátero de suspensión tanto para el eje trasero como para el eje delantero. A continuación se pasó a configurar la geometría de los elementos de amortiguación y sus recorridos dependiendo de las cargas máximas y mínimas. Con esto se podrán tener de manera definitiva en 2D los dos sistemas de suspensión tanto en el eje trasero como en el eje delantero.

6.1. Geometría de la Barra Diagonal PushRod.

En este apartado se analizarán las posibles geometrías de la colocación de la diagonal pushrod, así como su ataque al amortiguador.

Para este análisis se tendrán como factores importantes de análisis, el recorrido final del sistema de suspensión en sus posiciones extremas; algo que se deberá tener muy en cuenta ya que el recorrido de la suspensión marca de entre otras cosas el comportamiento del vehículo y no menos obvio si se tiene un recorrido grande para este tipo de vehículo, sabiendo su baja altura de chasis, lo más probable es que el chasis golpeará con el asfalto. Otro de los factores a tener en cuenta para obtener la geometría definitiva de la barra diagonal pushrod serán las tensiones que aparecen en los elementos del sistema de suspensión durante todo su recorrido; minimizando en la medida de lo posible los esfuerzos soportados por las barras que formarán parte del sistema de suspensión, evitando con ello posibles deformaciones o irregularidades producidas por el efecto de pandeo principalmente en la barra diagonal que será la que trabaje con mayores tensiones de compresión.

Para todos estos análisis se utilizó el programa de elementos finitos Marc&Mentat, como se dijo, dicho programa facilitará el cálculo de esfuerzos en las barras, así como un análisis dinámico en todas las posiciones de su recorrido.

Para comenzar con los análisis de las posibles geometrías se fijó previamente las dimensiones del cuadrilátero de suspensión anteriormente explicada, y a continuación se eligió un tipo de amortiguador con sus características (rigidez, longitud).

Longitud: $L = 160 \text{ mm}$.

Rigidez: (Stiffness): $K = 80 \text{ N/mm}$.

Hay que tener en cuenta que esta rigidez fue elegida en un primer momento para saber cómo es el movimiento y recorrido del sistema para poder descartar las opciones posibles según sus posiciones extremas con un amortiguador no extremadamente rígido. En el siguiente apartado se podrá adentrar en el cálculo y elección final de la rigidez del

conjunto de amortiguación fijada previamente la geometría de los sistemas de suspensión delantero y trasero.

Seguidamente después de saber la longitud del amortiguador así como la rigidez de referencia elegida, se pasó al análisis de las opciones posibles.

Se van a estudiar cuatro posibles posiciones de la barra diagonal. Se variarán las inclinaciones y anclajes de las mismas. A cada opción de le aplicará una carga en el punto medio aproximado de la mangueta simulando la carga transmitida por el neumático al buje.

Sabiendo el peso total aproximado del vehículo y el reparto de pesos, se sabrá la carga que recibirá el eje delantero. Se analizará el caso de posición de reposo, solo actuará por tanto la acción del propio peso del prototipo.

La fuerza aplicada será,

$$F_y = 351,9338 \text{ N.}$$

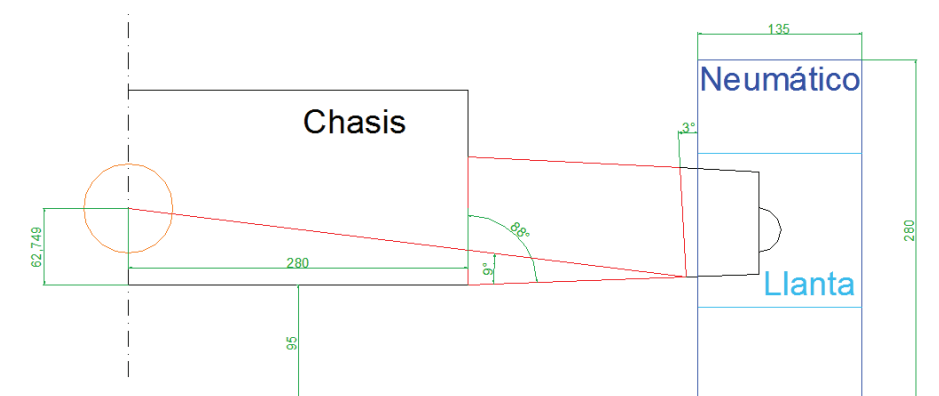
Aplicando esta fuerza se estudiará la posición final del sistema de suspensión del eje delantero y el recorrido de compresión del amortiguador.

Se comenzará entonces el análisis de posibles geometrías del eje delantero de colocación de la diagonal pushrod.

Primeramente se expondrán las opciones estudiadas de manera gráfica con imágenes de los programas utilizados. Después de conocer las geometrías posibles se analizarán los desplazamientos de los nodos a estudiar, para ello se introducirán los resultados de los desplazamientos en una tabla de Excel comparando las cuatro posibles opciones para el eje delantero y se compararán los resultados de manera gráfica. La elección de la opción definitiva se explica después de la explicación de cada opción posible.

Se dibujó el sistema de suspensión del eje delantero en el programa AutoCAD y seguidamente en el programa Marc&Mentat. Se ven a continuación las imágenes de cada opción a estudiar.

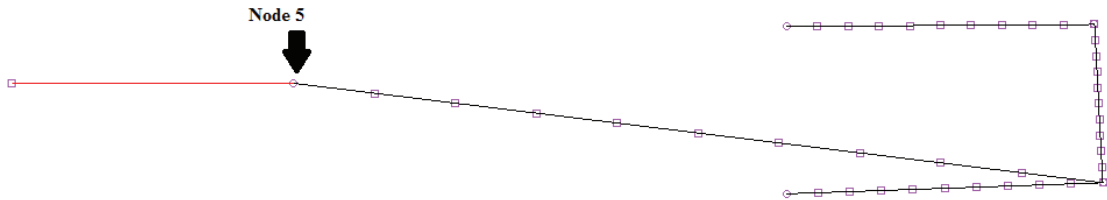
1) Opción 1:



Modelo en AutoCAD.

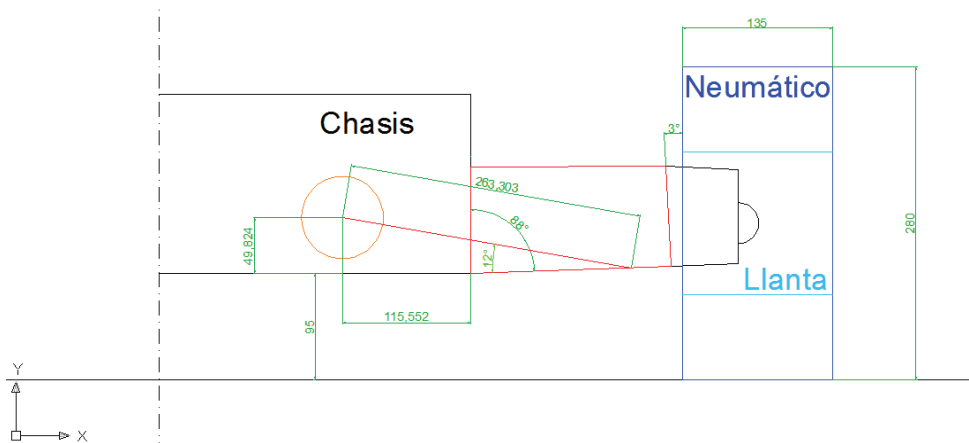
Inc: 0
 Time: 0.000e+000

MSC Software



Modelo en Marc&Mentat.

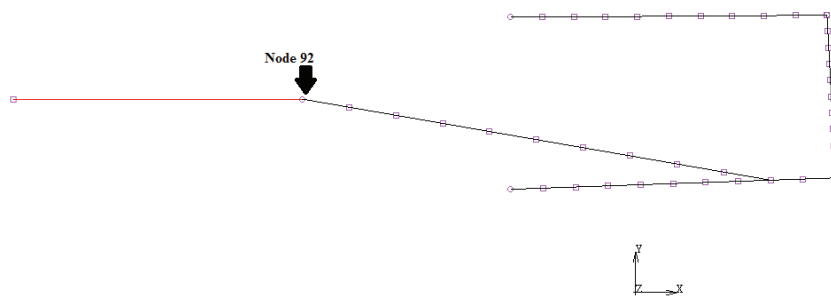
2) Opción 2:



Modelo en AutoCAD.

Inc: 0
 Time: 0.000e+000

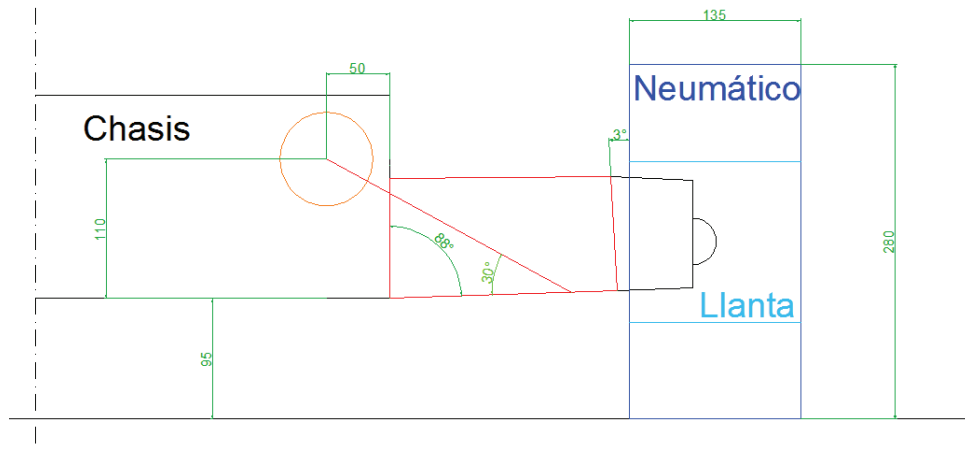
MSC Software



Modelo en Marc&Mentat.

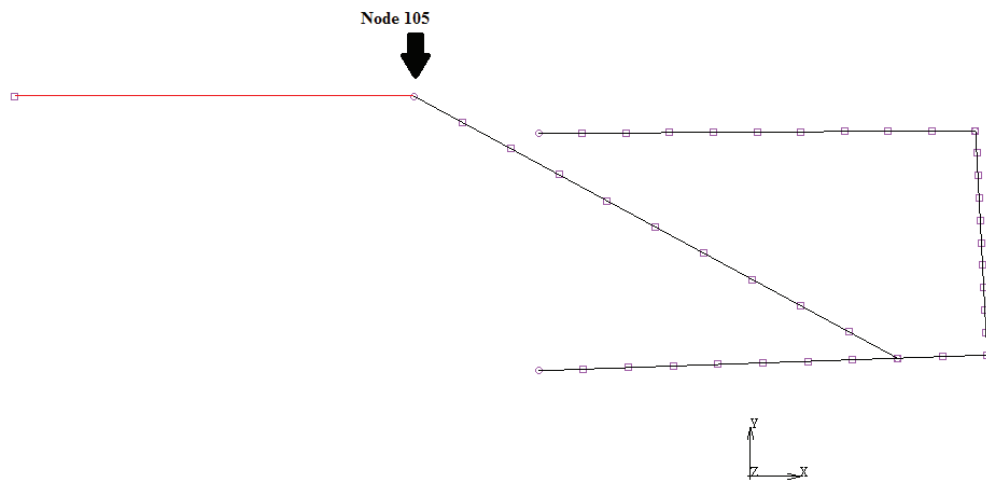
job1

3) Opción 3:



Modelo en AutoCAD.

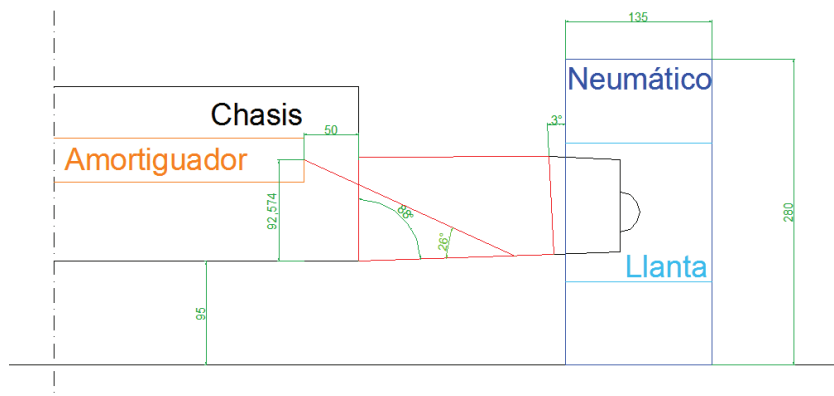
Inc.: 0
 Time: 0.000e+000



job1

Modelo en Marc&Mentat.

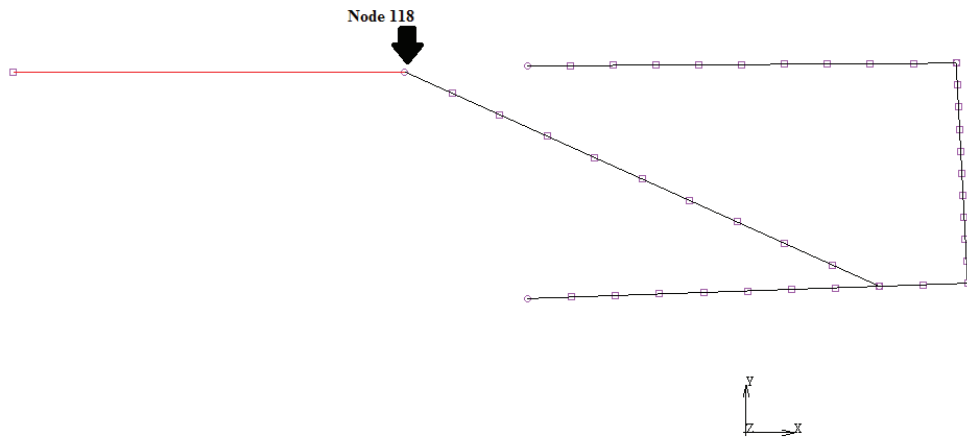
4) Opción 4:



Modelo en AutoCAD.

Inc: 0
 Time: 0.000e+000

MSC Software



job1
 Modelo en Marc&Mentat.

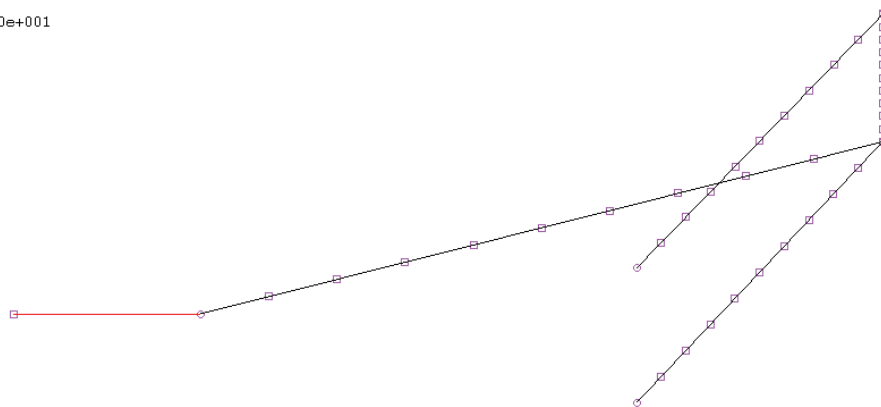
Se ha visto el diseño de cada una de las opciones, a continuación se introdujo la carga estática en el punto medio aproximado de la mangueta; gracias a esto se podrá descartar las opciones inviables para el vehículo y escoger la geometría final de la diagonal para el Sistema de Suspensión delantero.

Se muestran las imágenes del programa Marc&Mentat para cada una de las opciones anteriores pero habiéndoles aplicado la carga de la posición de reposo.

1) Opción 1:

Inc: 200
 Time: 1.000e+001

MSC Software

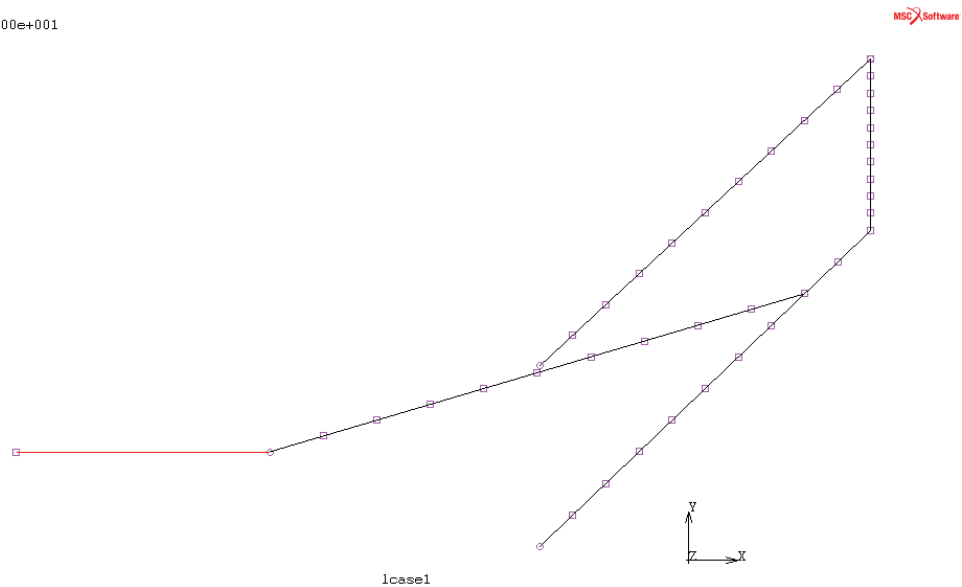


Modelo en Marc&Mentat.

La imagen anterior muestra como permanecería el sistema en la posición estática, está opción es una solución claramente descartable ya que la posición de reposo del mecanismo es inadmisibile para el comportamiento del vehículo y la fabricación del sistema de suspensión; el chasis golpearía con el asfalto y las barras que componen el sistema se cortarían lo que haría imposible su montaje.

2) Opción 2:

Inc: 200
 Time: 1.000e+001

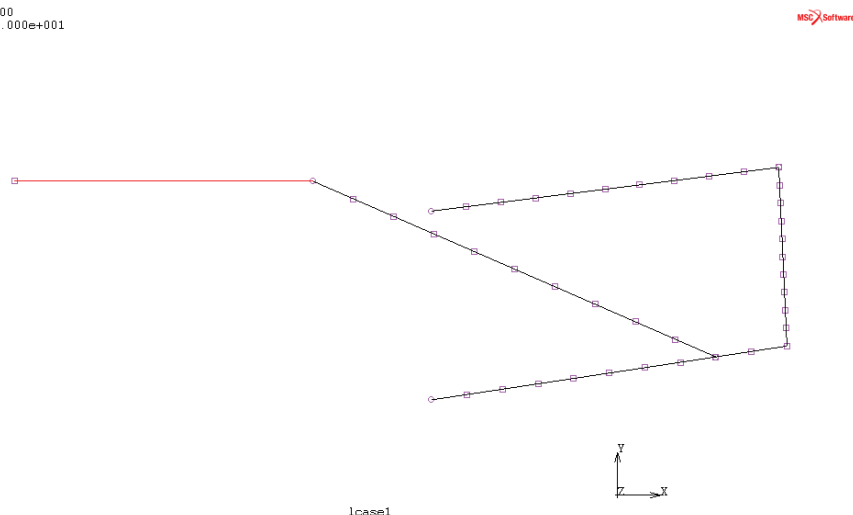


Modelo en Marc&Mentat.

Para la opción 2 se optó por acortar la diagonal para intentar disminuir los posteriores efectos de pandeo y se optó también por colocar el anclaje inferior de la diagonal sobre el trapecio inferior lo más cercano posible al apoyo de la mangueta. El resultado obtenido en cambio es semejante a la opción 1, se consiguió disminuir los efectos pero las desventajas por las cuales se descartó también esta opción son las mismas a la opción anterior.

3) Opción 3:

Inc: 200
 Time: 1.000e+001



Modelo en Marc&Mentat.

En la opción 3 se consiguió un recorrido adecuado para el comportamiento del vehículo, el desplazamiento del cuadrilátero fue el adecuado para conseguir que el chasis no se apoyase en el asfalto. El desplazamiento de la diagonal también parecía el correcto, pero a pesar de obtener un desplazamiento adecuado para el sistema de suspensión; peso

más la desventaja que a continuación se explica para descartar la opción 3 como la definitiva.

Según el diseño del chasis y el cálculo aproximado de las secciones de los perfiles tubulares se comprobó que el montaje del sistema de suspensión era imposible. La separación entre la diagonal pushrod y el anclaje superior del trapecio en el chasis, era insuficiente debido a la futura sección de la barra diagonal; dicha barra tendrá una sección superior a esta medida ya que tendrá que soportar una tensión y evitar que aparezcan efectos de pandeo en un futuro.

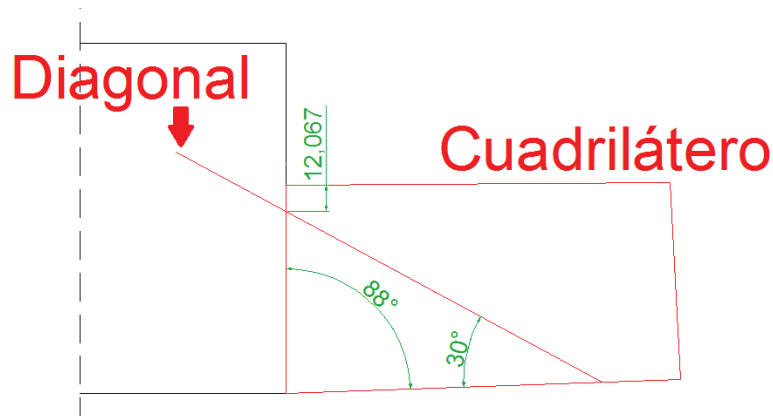


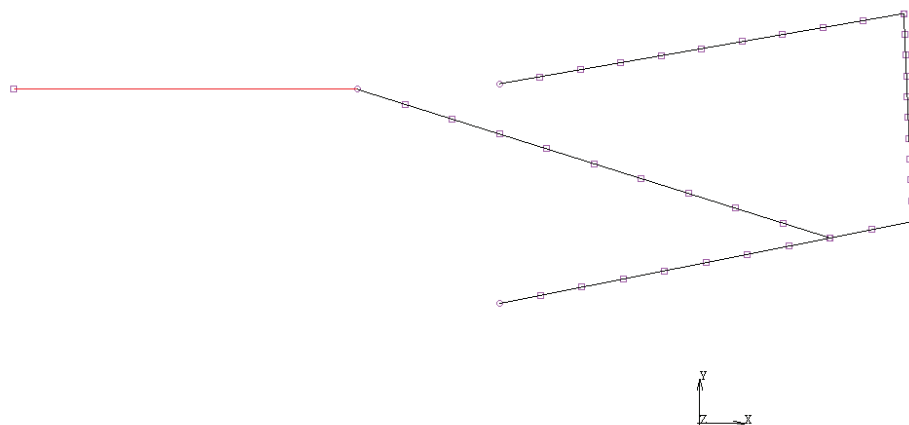
Imagen de AutoCAD.

En la imagen anterior captada desde el programa AutoCAD se puede comprobar lo anteriormente explicado, la separación entre el apoyo superior del chasis y la diagonal pushrod sería posiblemente insuficiente.

4) Opción 4:

Inc: 200
 Time: 1.000e+001

MSC Software



lcase1

Modelo en Marc&Mentat.

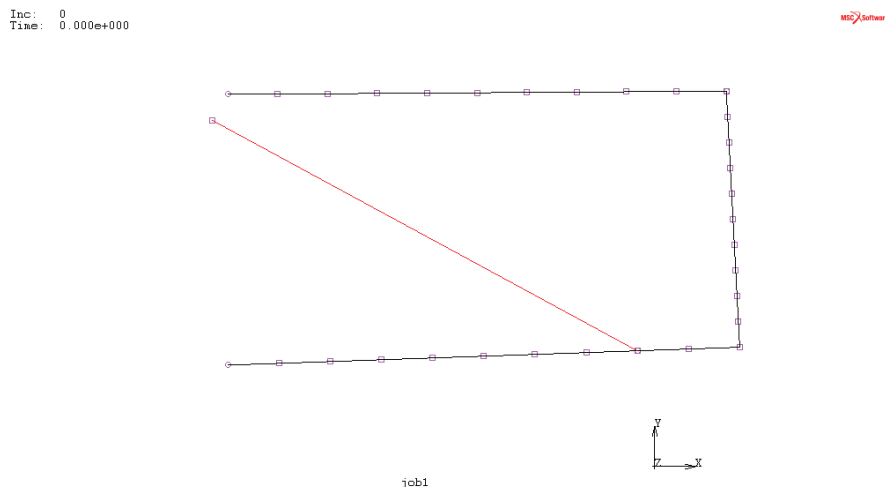
Para esta opción se obtuvo un recorrido adecuado para el futuro diseño del sistema de suspensión, posteriormente en el apartado siguiente de los cálculos se comprobará la rigidez adecuada para el elemento resorte, pero para el caso inicial de estudio parece tener un desplazamiento aceptable. A partir de los resultados obtenidos en la opción 3 fue,

dentro de lo posible, más fácil obtener la geometría final. Solo fue necesario corregir la desventaja fundamental de montaje de la opción 3, bastaba con aumentar la separación hasta un valor seguro y con esto se asegurará el futuro montaje del sistema de suspensión.

Por tanto definitivamente fue escogida la **opción 4** como la definitiva y a partir de la cual fijar la rigidez final y las secciones definitivas del mecanismo.

El análisis del sistema de suspensión para el eje trasero no fue un problema habiendo obtenido los resultados de comportamiento del mecanismo para el eje delantero. Para el eje trasero no se optó por la colocación de un mecanismo pushrod; para el eje trasero los inconvenientes aparecen en el espacio disponible para la colocación futura del sistema de suspensión. La disminución de espacio es debida a que el eje trasero en este tipo de vehículos se encuentra el grupo motopropulsor y el sistema de transmisión, lo que hace imposible la colocación del conjunto amortiguador de forma transversal con accionamiento pushrod; se optó por colocar el amortiguador de forma que su anclaje inferior sea en el trapecio inferior lo más cerca posible de la mangueta y su anclaje superior en un punto fijo del chasis. Esto quiere decir que se sustituyó la diagonal pushrod por el propio amortiguador, colocando el amortiguador con una inclinación parecida a la opción definitiva para el eje delantero.

La siguiente imagen muestra el diseño definitivo del sistema de suspensión para el eje trasero, el estudio de la rigidez final del amortiguador se analizará en el apartado siguiente.



Modelo en Marc&Mentat.

Situación del amortiguador (línea roja) para el eje trasero.

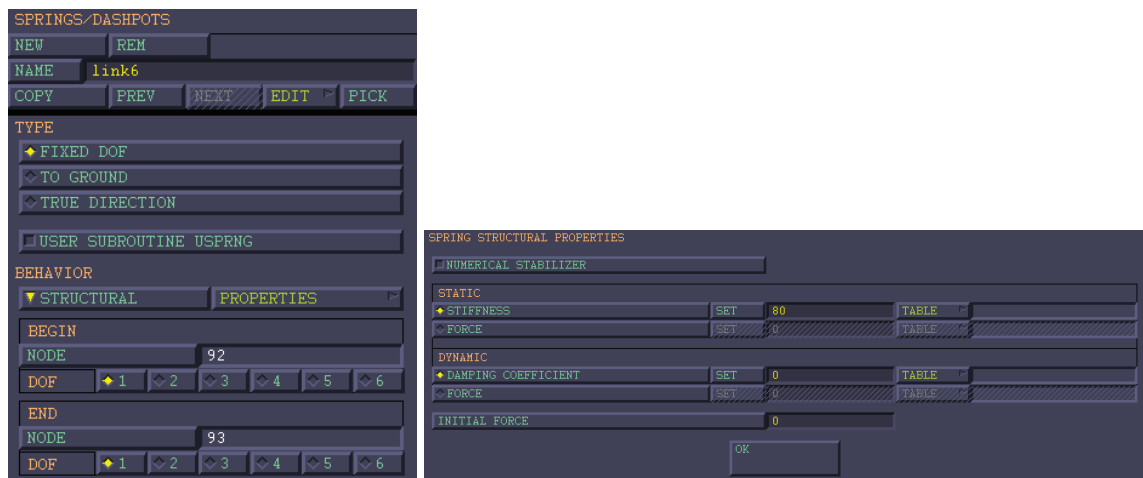
En el siguiente apartado como se ha comentado se analizará la rigidez necesaria para cada eje con el objetivo de conseguir unos desplazamientos y un comportamiento apropiado para el vehículo.

Marcadas las opciones definitivas de geometría del sistema de suspensión para el eje trasero y para el eje delantero, se estudiarán a continuación diferentes casos de rigidez para cada uno de los ejes.

6.2. Rigidez del Conjunto Amortiguador.

El elemento amortiguador o resorte (Spring) en el programa Marc&Mentat queda representado por la línea roja. La longitud se puede variar en función de la colocación de

sus nodos extremos (Begin, End); en cuanto a la rigidez se debe marcar en el apartado que se puede ver en el pantallazo tomado del programa.



Gracias a esto se irá cambiando las características del amortiguador para elegir las propiedades finales de los resortes. A la hora de estudiar el eje delantero se sabe que la colación del amortiguador esta de forma transversal al vehículo, por tanto de debe definir el tipo (Type) de movimiento del conjunto, para este caso se elegirá Fixed DOF; quiere decir que el amortiguador solo tenga un grado de movimiento, para el diseño solo en el eje horizontal. En cambio a la hora de estudiar el eje trasero se debe definir otro tipo (Type) que para este caso será True Direction.

En este apartado se verá el proceso de elección de la rigidez final necesaria del conjunto amortiguador.

Primeramente se comenzará el análisis del el Sistema de suspensión delantero.

SISTEMA DE SUSPENSIÓN DELANTERO

Para la elección de la rigidez del conjunto amortiguador delantero son necesarias las cargas que actuarán en la mangueta del cuadrilatero de suspensión; en dos posiciones de estudio, la posición de reposo y la carga máxima calculada en el apartado de transferencias de carga.

Se tomará por tanto,

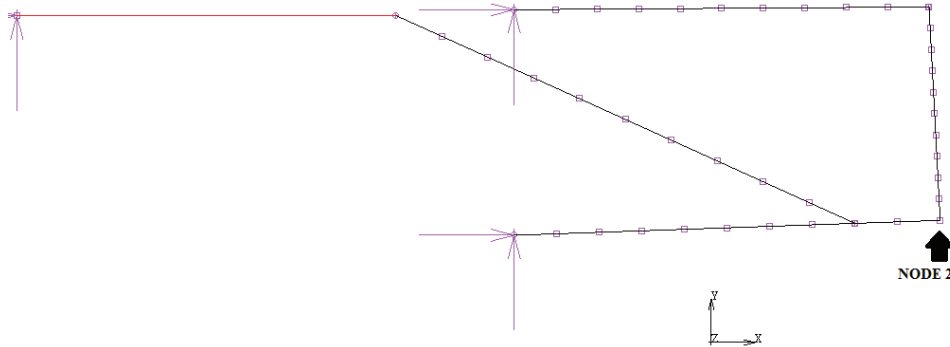
En la posición de reposo una carga igual a 351,9338 N.

La máxima transferencia de carga será igual a una fuerza de 602,4825 N.

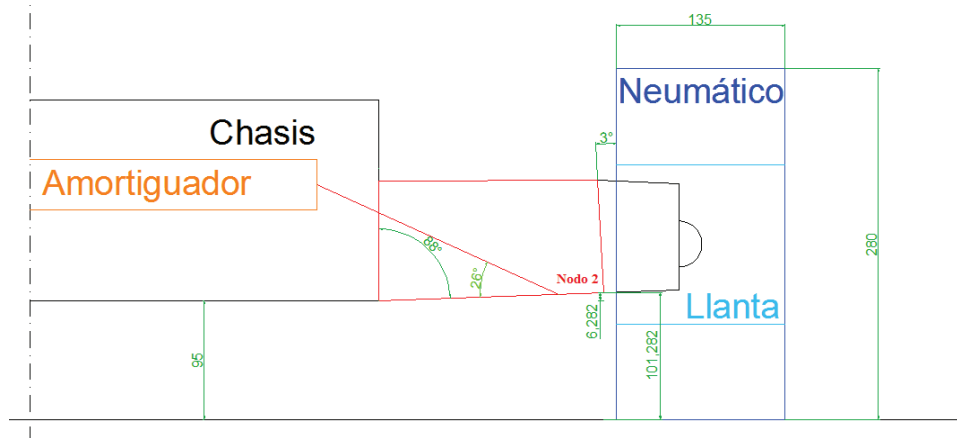
Como se vió estas cargas son aplicadas en un punto medio aproximado de la mangueta, por donde se supone que se apoyará en eje del neumático.

Con ayuda del programa de elementos finitos Marc&Mentat se analizarán los desplazamientos del Nodo 2 (Ver Imagen), sabiendo esto se podrá comprobar que rigidez (Stiffness) es necesaria para un correcto recorrido del cuadrilatero de suspensión.

MicrSoftware



Modelo de Marc&Mentat.



Modelo de AutoCAD.

A continuación se muestra una tabla resumen donde se podrá ver y decidir la rigidez del conjunto amortiguador.

Medida	Stiffness N/mm	Displacement Y Node 2	
		Posición de Reposo mm.	Máxima Transferencia de Carga mm.
Caso 1	80	29.1878	49.9673
Caso 2	120	19.4963	33.3762
Caso 3	180	13.0353	22.3154

Tabla Resumen Resultados.

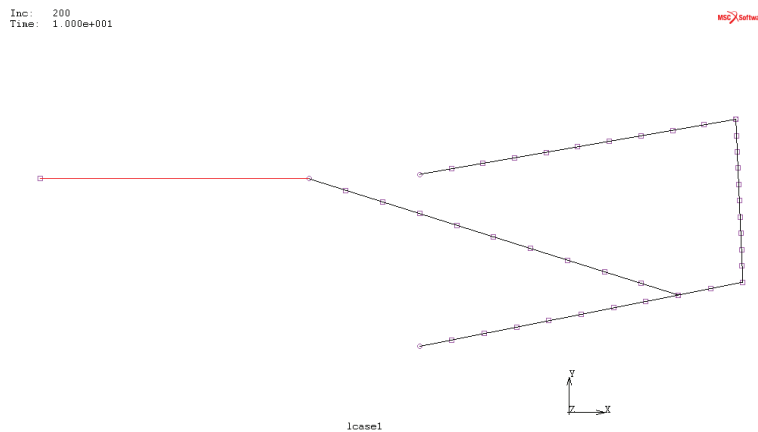
Se analizaron por tanto los tres casos de rigidez (Stiffness) del amortiguador, en cada uno de ellos se comprobó el recorrido del cuadrilátero de suspensión delantero. En la tabla anterior se puede ver el desplazamiento en el eje Y del nodo 2, en dos posiciones de cargas, posición de reposo y la posición de máxima transferencia de carga, respectivamente. Después de analizar los tres casos se tomó como rigidez final del

amortiguador 120 N/mm, previamente se pudo comprobar que con una rigidez de 80 N/mm en el caso 1, el recorrido del cuadrilatero y del chasis podía ser suficientes; pero se prefirió tomar una rigidez mayor por seguridad y debido a destino del prototipo en la competición conseguir dotar al vehículo de una rigidez mayor sin interferir en la absorción de las irregularidades del terreno y con ello la comodidad del piloto.

Se comprueban seguidamente los resultados obtenidos en imagen captadas durante el analisis de Marc&Mentat, en cada uno de los casos analizados. Dentro de cada caso se podrá comprobar el desplazamiento del nodo en posición de reposo y en la posición de maxima transferencia de carga; dos imágenes, una tabla donde ver los valores de desplazamiento y un modelo del cuadrilatero en las posiciones extremas para cada uno de los casos respectivamente.

- **Caso 1, Dureza 80 N/mm.**

Posición de Reposo:



Modelo Suspensión.

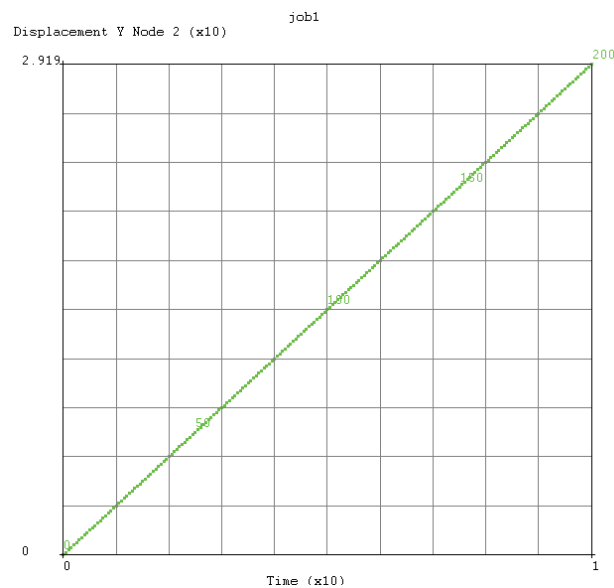
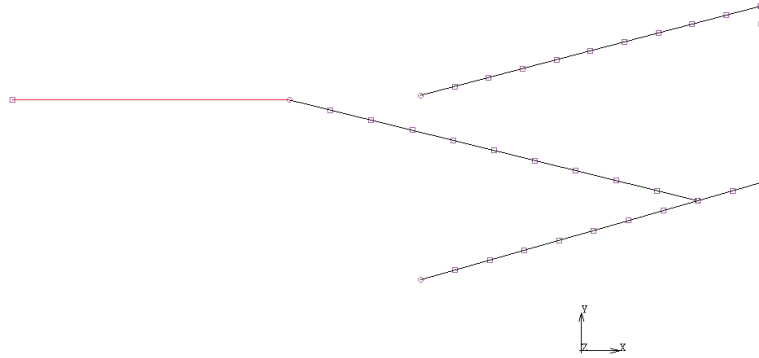


Tabla de desplazamiento del Nodo 2.

Posición de Maxima Transferencia de Carga:

Inc: 200
 Time: 1.000e+001

MSC Software



Modelo Suspensión.

Displacement Y Node 2 (x10)

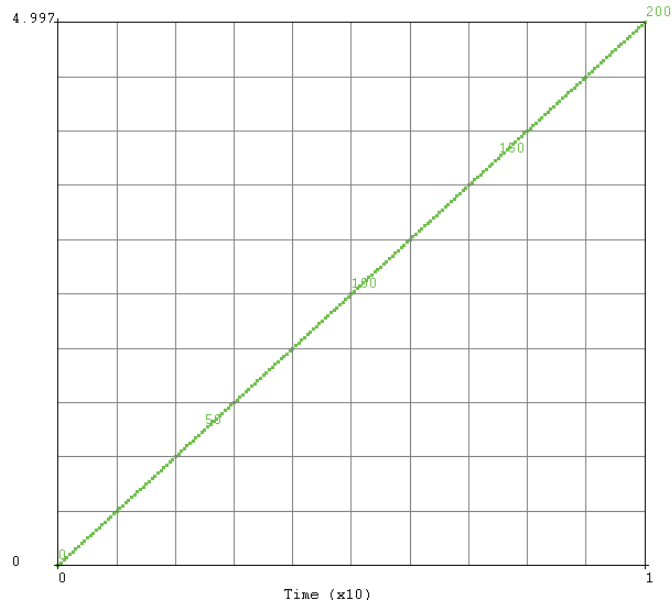


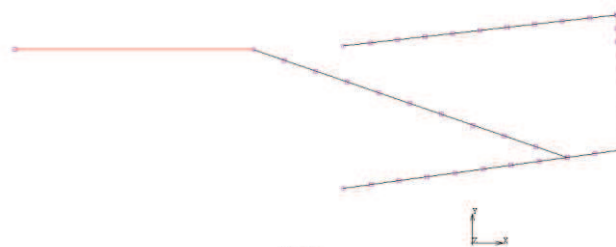
Tabla de desplazamiento del Nodo 2.

- **Caso 2, Dureza 120 N/mm.**

Posición de Reposo:

Inc: 200
 Time: 1.000e+001

MSC Software



Modelo Suspensión.

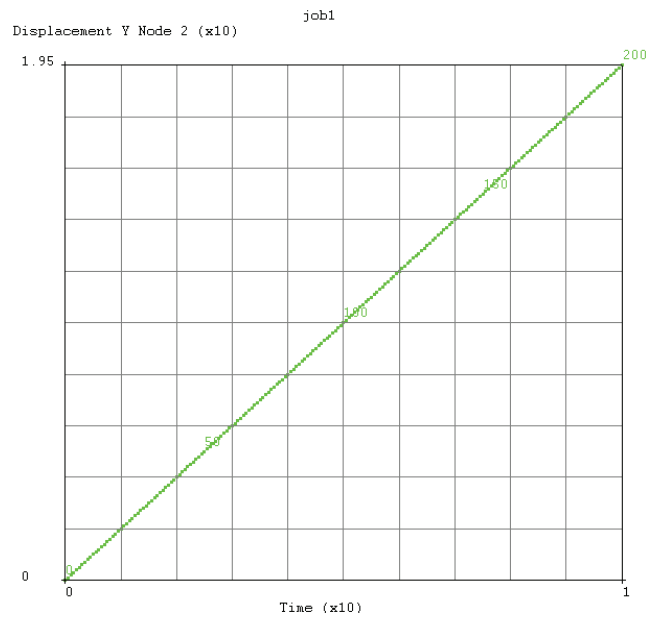
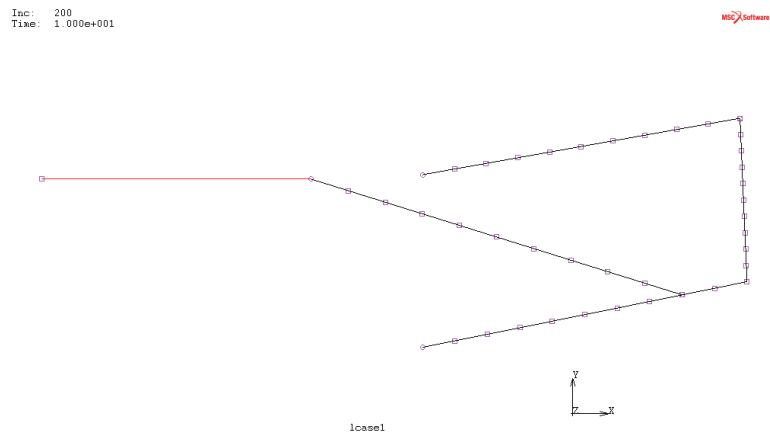


Tabla de desplazamiento del Nodo 2.

Posición de Maxima Transferencia de Carga:



Modelo Suspensión.

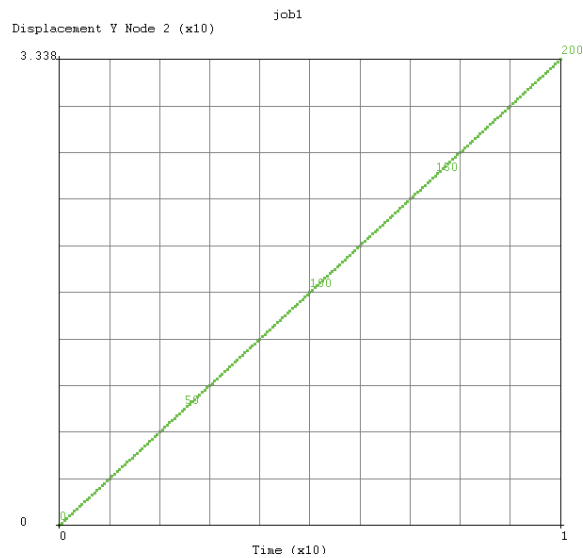


Tabla de desplazamiento del Nodo 2.

- Caso 3, Dureza 180 N/mm.

Posición de Reposo:

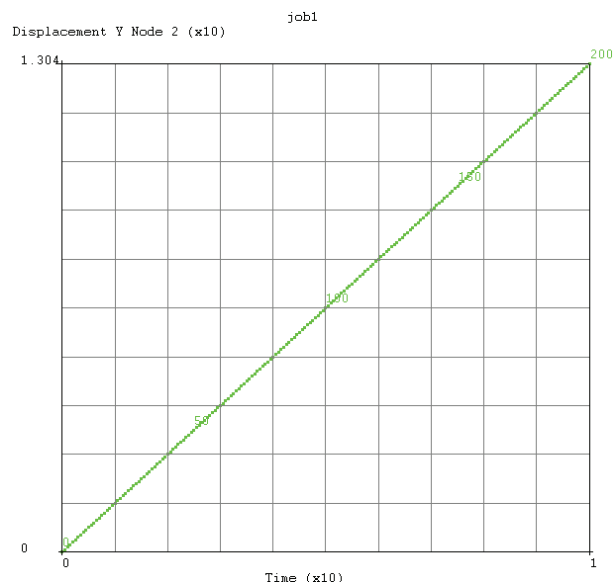
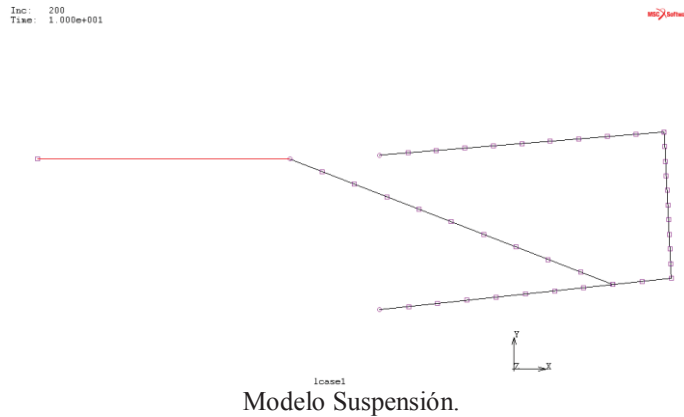
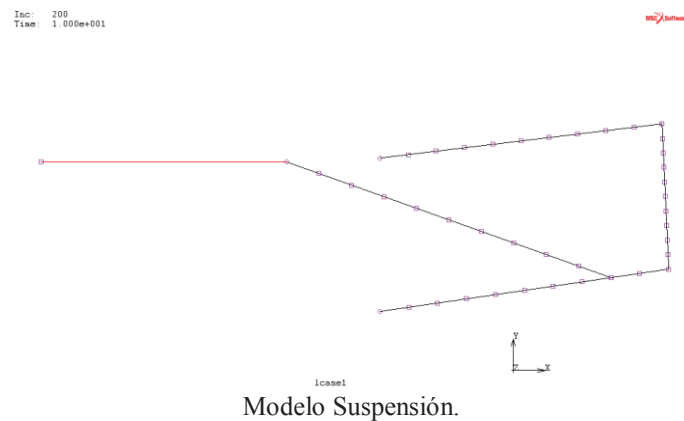


Tabla de desplazamiento del Nodo 2.

Posición de Maxima Transferencia de Carga:



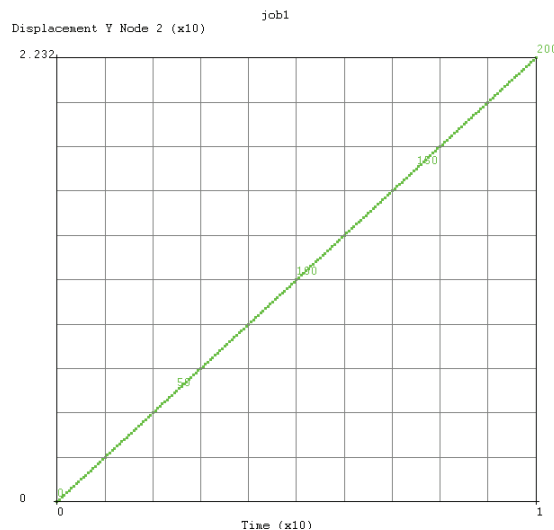
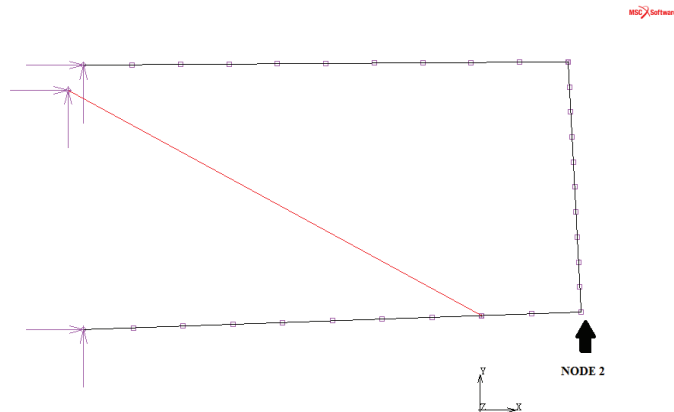


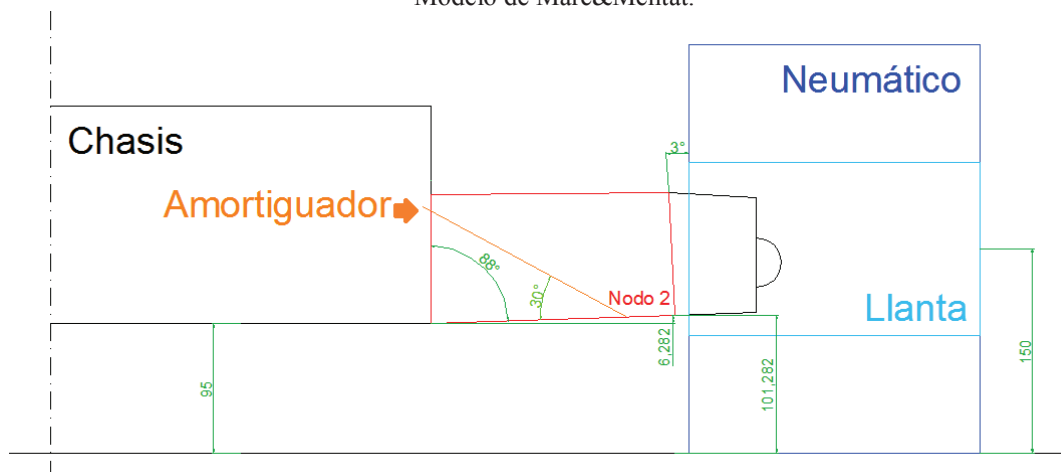
Tabla de desplazamiento del Nodo 2.

CUADRILÁTERO SUSPENSIÓN TRASERO

Para el caso del sistema de suspensión trasera se seguirá el mismo proceso que para el estudio de rigidez del cuadrilátero delantero. Se prepararon los modelos del cuadrilátero en AutoCAD y en Marc&Mentat para seguidamente poder analizar los casos posibles de rigidez estudiados en el sistema delantero.



Modelo de Marc&Mentat.



Modelo de AutoCAD.

Para la elección de la rigidez del conjunto amortiguador delantero son necesarias las cargas que actuarán en la mangueta del cuadrilátero de suspensión; en dos posiciones de estudio, la posición de reposo y la carga máxima calculada en el apartado de transferencias de carga. Hay que tener en cuenta que para el eje trasero al igual que para el eje delantero se tendrá en cuenta el reparto de pesos del 65% analizado en el anexo de cálculos; esto hará variar las cargas con respecto al eje delantero.

Se tomará por tanto,

En la posición de reposo una carga igual a 653,5913 N.

La máxima transferencia de carga será igual a una fuerza de 834,4051 N.

Como se vió estas cargas son aplicadas en un punto medio aproximado de la mangueta, por donde se supone que se apoyará en eje del neumático.

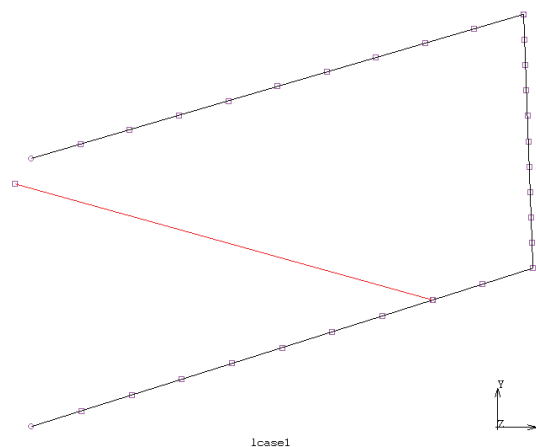
Con ayuda del programa de elementos finitos Marc&Mentat se analizarán los desplazamientos del Nodo 2 (Ver Imagen), sabiendo esto se podrá comprobar que rigidez (Stiffness) es necesaria para un correcto recorrido del cuadrilátero de suspensión.

Se comenzará el estudio para una rigidez de 80 N/mm.

En la posición de reposo se ve el desplazamiento en Y del Nodo 2,

Inc: 200
 Time: 1.000e+001

Marc Software



Modelo Suspensión.

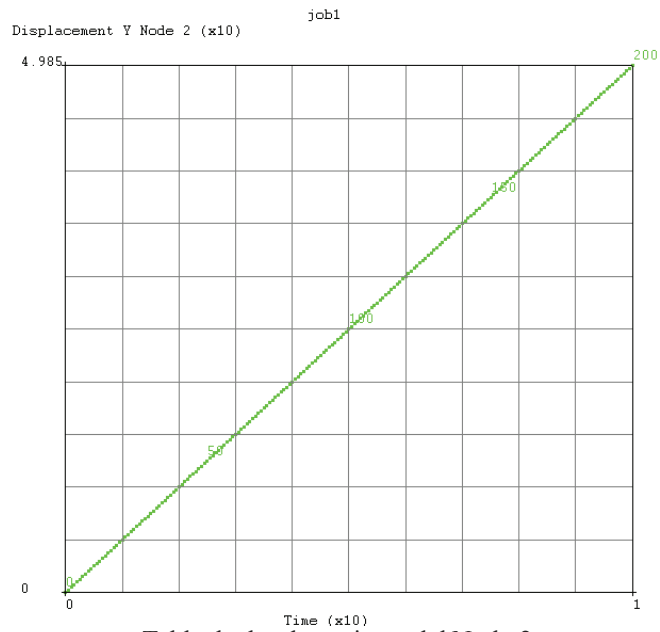


Tabla de desplazamiento del Nodo 2.

Se puede ver que el desplazamiento del cuadrilatero en reposo es demasiado para el comportamiento deseado para el vehículo.

Se pasará a analizar con una rigidez de 120 N/mm, intentando conseguir un comportamiento lo mas semejante al cuadrilatero delantero.

Para la posición de reposo para esta rigidez se tiene un desplazamiento,

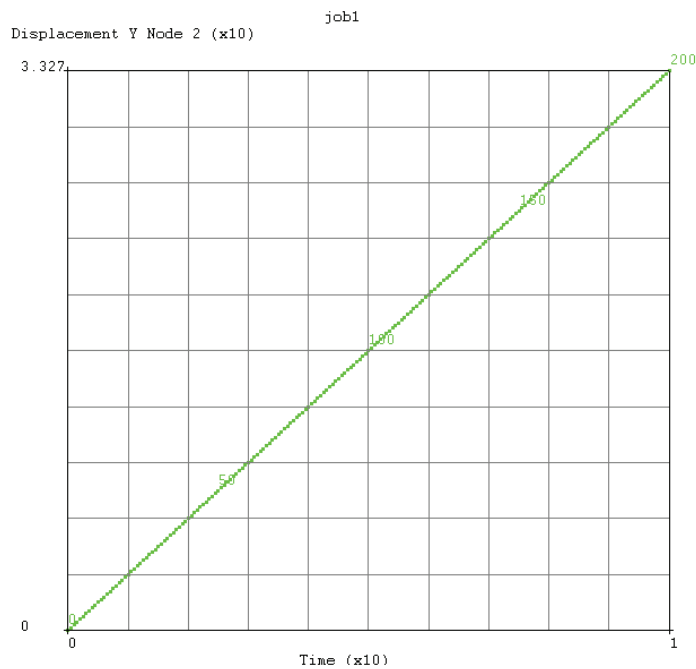
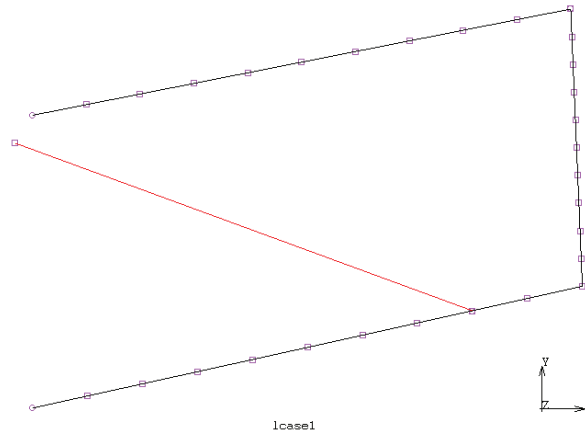


Tabla de desplazamiento del Nodo 2.

Inc: 200
 Time: 1.000e+001

MSC Software



Modelo Suspensión.

Para una máxima transferencia de carga se tiene un desplazamiento de,

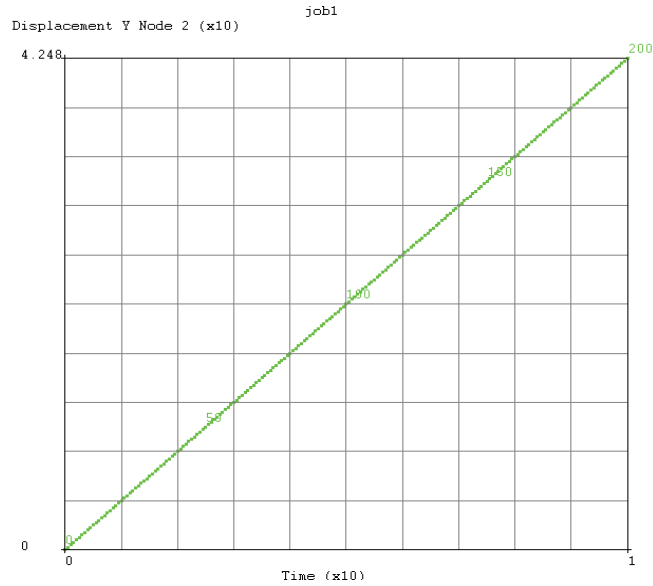
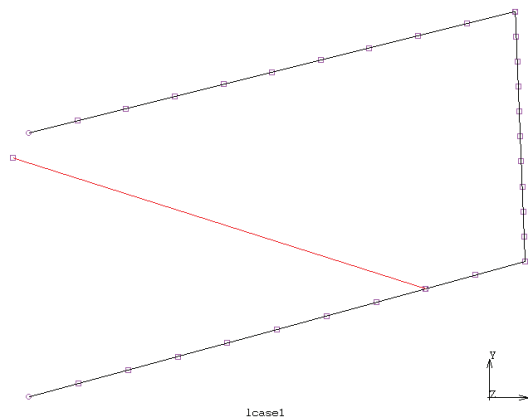


Tabla de desplazamiento del Nodo 2.

Inc: 200
 Time: 1.000e+001

MSC Software



Modelo Suspensión.

Se puede comprobar que para el caso de una rigidez de 120 N/mm. el comportamiento puede ser aceptable para el vehículo, de todas formas para mayo seguridad se analizará el recorrido para una rigidez de 180 N/mm. así comparar si el comportamiento varía mucho con respecto a la rigidez inferior.

Para un posición de reposo y rigidez de 180 N/mm. se tiene,

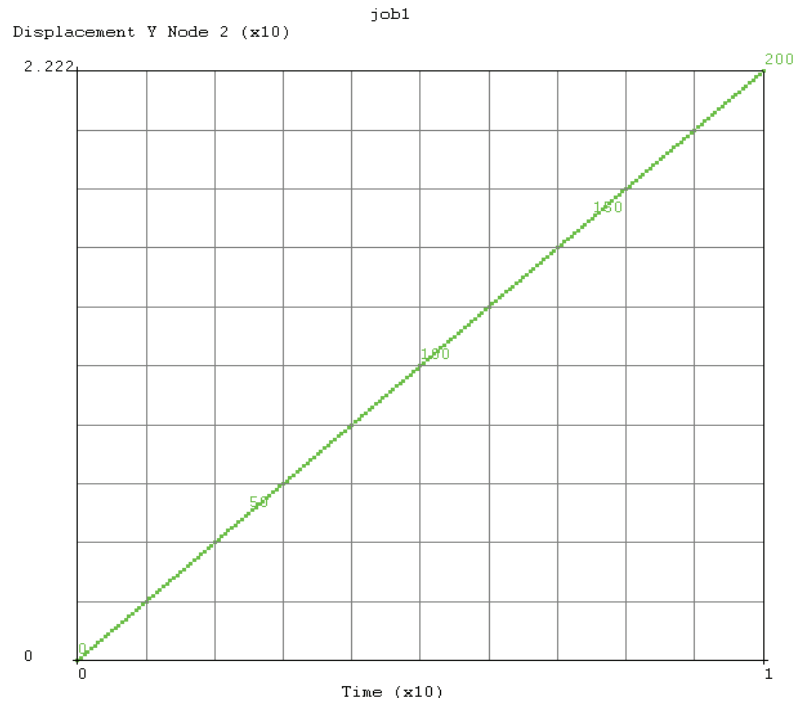
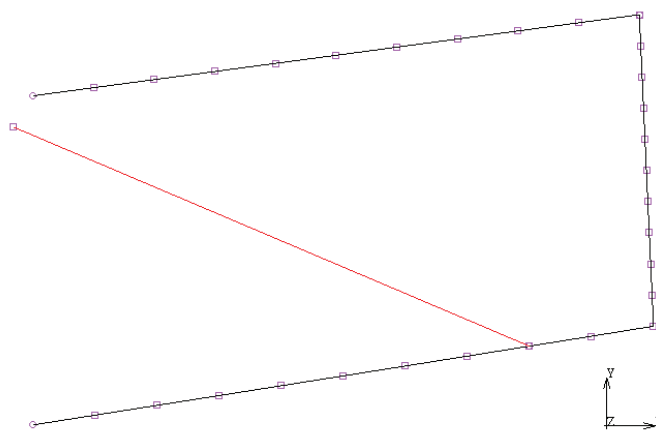


Tabla de desplazamiento del Nodo 2.

Inc: 200
 Time: 1.000e+001



Modelo Suspensión.

Para el momento de estar en máxima transferencia de carga se tiene,

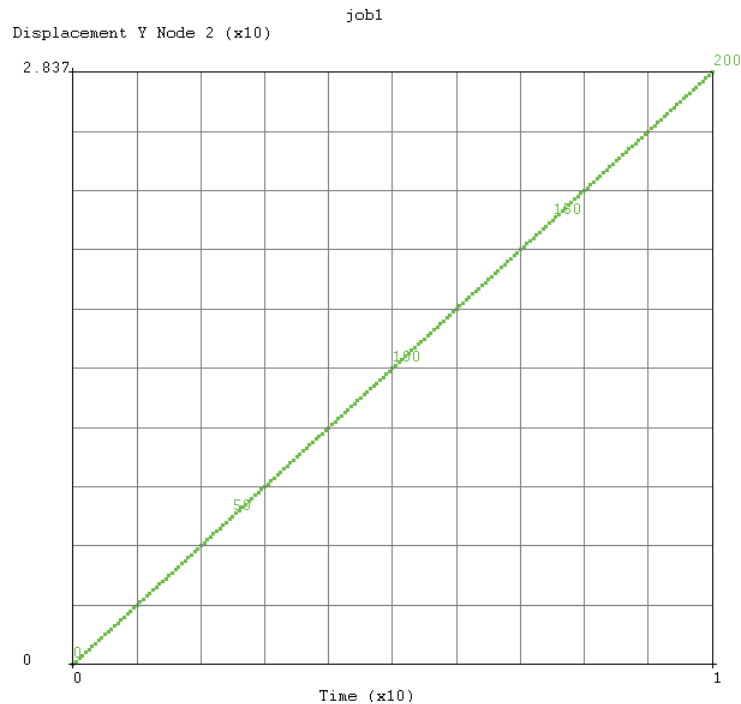


Tabla de desplazamiento del Nodo 2.

Por tanto se compararan los dos casos finales estudiados para ver sus recorridos en las dos posiciones estudiadas,

Medida	Displacement Y Node 2		
	Stiffness	Posición de Reposo	Máxima Transferencia de Carga
	N/mm	mm.	mm.
Caso 2	120	33.2727	42.4775
Caso 3	180	22.219	28.3658

Tabla resumen de resultados.

Se vieron los desplazamientos en la tabla de resultados; para la elección de la rigidez de suspensión para el eje trasero hay que tener en cuenta también el comportamiento que tendrá el eje delantero.

Teniendo en cuenta que la rigidez elegida para el eje delantero fue de 120 N/mm., había que intentar que el desplazamiento del eje trasero fuera lo más semejante al eje delantero. Sabiendo esto se tomo como rigidez final del eje trasero de 180 N/mm., se descartó la rigidez de 120 N/mm. ya que el comportamiento que se desea para el vehículo de competición no será el deseado. En posición de reposo hay que intentar, teniendo en cuenta los repartos de pesos para cada eje, que el desplazamiento de ambos ejes sea lo mas semejante posible; algo parecido sucederá con el vehículo en marcha, para una mejor maniobrabilidad del vehículo y un mejor comportamiento en pista. En el caso de máxima

transferencia de carga se sigue el mismo criterio, un semejante desplazamiento de los ejes conseguirá un mejor comportamiento ante el balanceo, algo fundamental en un vehículo de competición; se conseguirá que ambos ejes tanto delantero como trasero tengan un comportamiento parecido y con ello por tanto el vehículo en sí.

A continuación se puede ver la tabla comparativa final de las rigidezes elegidas para ambos ejes,

Medida	Stiffness N/mm	Displacement Y Node 2	
		Posición de Reposo mm.	Máxima Transferencia de Carga mm.
Eje Delantero.	120	19.4963	33.3762
Eje Trasero.	180	22.219	28.3658

Tabla Rigidez Final.

Se importaron los datos definitivos de desplazamiento desde Marc&Mentat a una tabla de Excel, se podrá comprobar el desplazamiento del nodo del cuadrilátero delantero con la rigidez definitiva en todo momento, y compararlo con el mismo nodo en el caso del eje trasero.

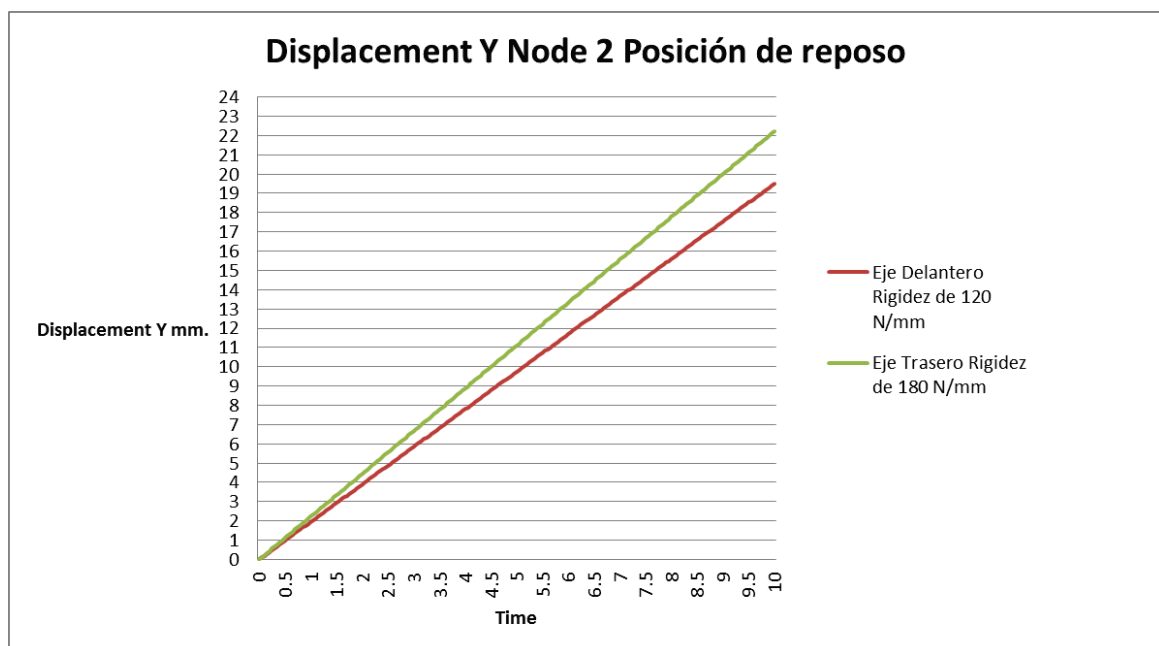


Tabla Excel Comparativa Desplazamientos en la Posición de Reposo.

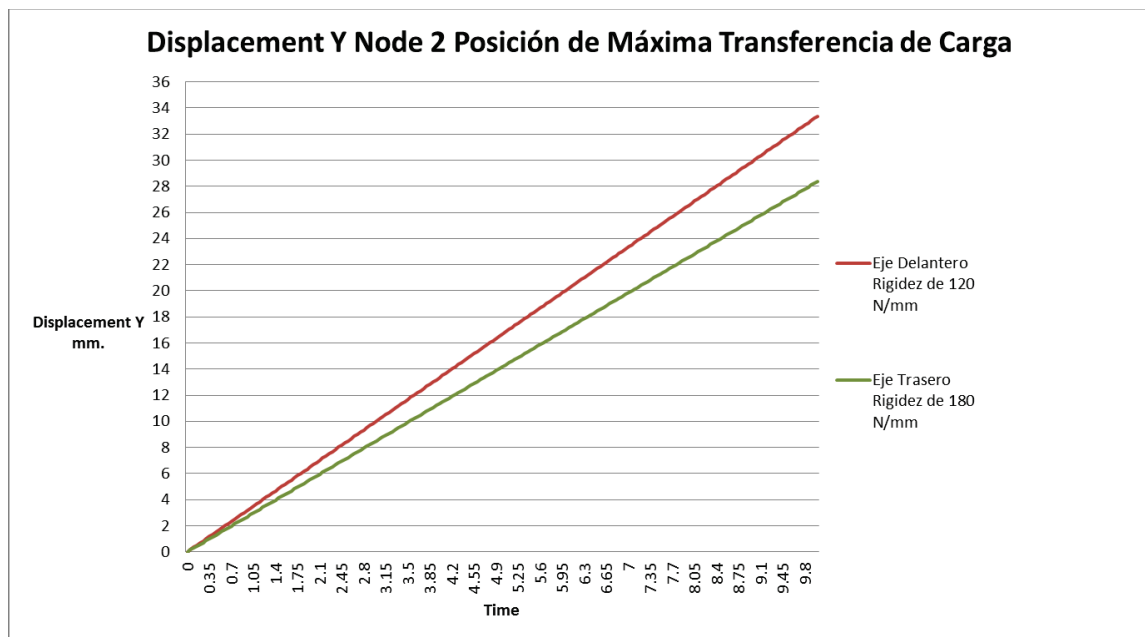


Tabla de Excel Comparativa Desplazamientos en la Posición de Máxima Transferencia de Carga.

Marcadas las geometrías y rigideces para los sistemas de suspensión del eje delantero y del eje trasero, en el siguiente apartado se explicará el proceso de generación del chasis tubular del futuro vehículo.

7. Generación del modelo de chasis

En la memoria se ha visto como se llegó al modelo 3D definitivo de la estructura, se vio como paso del boceto en papel al diseño final en el programa Catia para la posterior representación en los planos.

Este apartado se centrará en la generación del modelo en Marc&Mentat, para posteriormente introducirle las solicitaciones que sufre en casa caso y poder elegir finalmente el perfil definitivo capaz de soportar todos los esfuerzos que tendrá que soportar el vehículo prototipo.

Como se vio se partió de un boceto en papel, siguiendo la normativa de seguridad y ergonomía del mundo del karting para acotar las dimensiones mínimas y máximas del vehículo; teniendo claras las dimensiones del chasis se reprodujo el diseño en el programa AutoCAD en la versión de 3D.

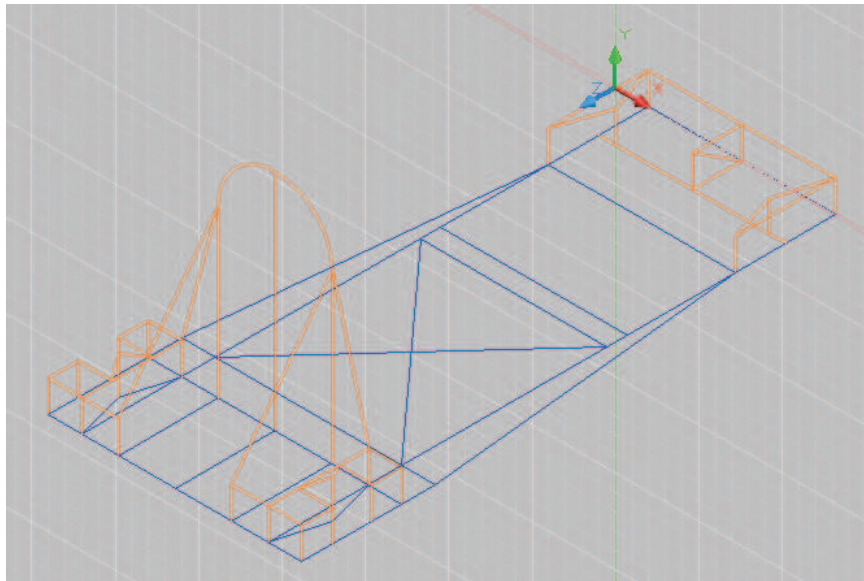


Imagen desde AutoCad. Estructura Tubular (Chasis).

Gracias a la posibilidad de importar archivos (.dwg) al programa Marc&Mentat se introdujo el diseño del chasis en el programa de elementos finitos para a continuación marcar las características y dimensiones del material, restricciones del chasis y cargas aplicadas a la estructura. Todos estos pasos serán explicados más en detalle a continuación.

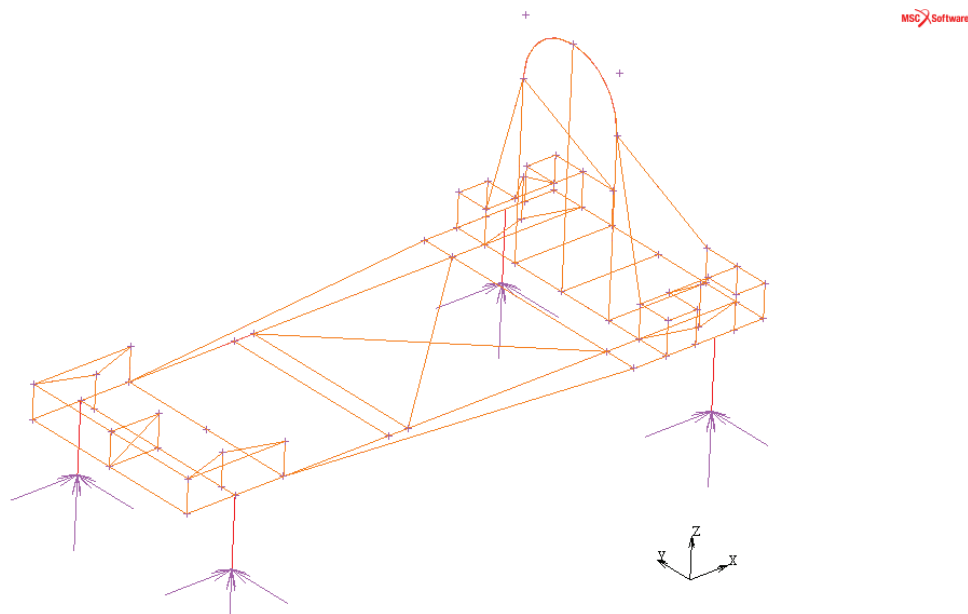


Imagen desde Marc&Mentat. Estructura Tubular (Chasis).

Se prefirió seguir estos pasos para el estudio de elementos finitos, debido a que aprovechando la estructura tubular del chasis la opción “type thin-walled section beam” del programa Marc permite una variación de la sección de manera rápida y sencilla. La opción de representación del modelo y mallado en Catia e importarlo a Marc se desechó debido a que se consideró que la importación desde AutoCAD y el mallado final directamente en el programa Marc&Mentat se obtendrían resultados finales de mayor calidad y fiabilidad.

Se verá a continuación los pasos seguidos en Marc&Mentat para la preparación del modelo para los cálculos de los casos a los cuales se enfrentará el futuro vehículo.

Habiendo importado el modelo de chasis de AutoCAD, solo había que preparar este modelo para obtener los resultados ante diferentes cargas aplicadas.

Siguiendo los mismos pasos que para el estudio de rigidez y de la geometría del cuadrilátero de suspensión; se malló todo el chasis, se comprobaron todas las uniones y las direcciones de las barras eran correctas ya que al importar el modelo de AutoCAD y a continuación mallarlo había uniones de barras que las consideró independientes y por tanto había que corregir estos fallos, y en cuanto a las direcciones se tuvo que asignar en función de los ejes en los que se encontraban las barras.

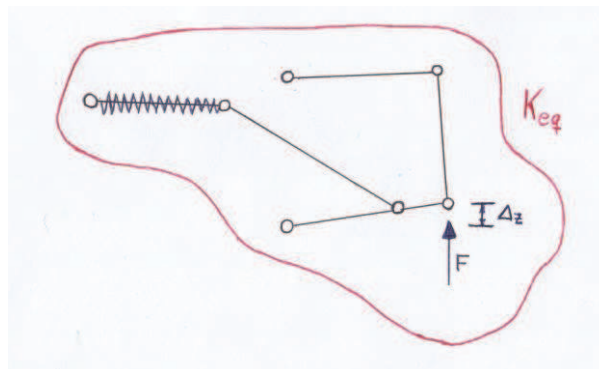
Mallado el modelo a continuación se introdujeron las características del acero elegido, y la geometría de las secciones de los tubos para comprobar si serían suficientes para el correcto funcionamiento del vehículo.

El modelo ya tenía por tanto todas sus características asignadas, después de esto había que preparar el chasis para aplicarle las cargas. En este punto había que pensar como hacer los anclajes y restricciones de los apoyos del chasis, había que conseguir que los apoyos actúen como si el chasis tuviera ya el sistema de suspensión y los neumáticos ya montados.

Se optó por una opción con la cual se obtendrían resultados fiables y semejantes como si las cargas fueran aplicadas en los neumáticos y el chasis considerase la rigidez de todo el sistema de suspensión.

Se colocaron cuatro muelles en los puntos medios donde se anclarían los futuros trapecios de suspensión, se debió calcular la rigidez de estos muelles para que sus comportamiento fuera como si fuera la rigidez completa del sistema de suspensión.

Se calculó por tanto la rigidez equivalente del sistema,



Boceto Rigidez Equivalente del sistema de suspensión.

Donde,

K_{eq} : es la rigidez equivalente de todo el sistema de suspensión.

F : son las cargas aplicadas en cada caso de estudio.

Δz : es el desplazamiento en el eje z en cada caso de estudio.

Se plantea la ecuación para el cálculo de la rigidez.

$$K_{eq} = \frac{F}{\Delta z} ;$$

Gracias a los resultados obtenidos en anteriores apartados se genero una tabla de datos para hallar la rigidez equivalente para el eje trasero y delantero respectivamente, se sustituirán los valores y comprobará que la rigidez equivalente del sistema se mantiene constante en cada eje.

Para el eje delantero,

Desplazamiento (Δ_z)		Carga (F)	
Posición de Reposo	Posición de Máxima Transferencia de Carga	Posición de Reposo	Posición de Máxima Transferencia de Carga
19,4963 mm.	33,3762 mm.	351,9338 N	602,4825 N

Tanto para la posición de reposo como en la máxima transferencia de carga se obtuvo un valor de rigidez equivalente constante.

$$K_{eq} = 18,0513 \text{ N/mm.}$$

Para el caso del eje trasero,

Desplazamiento (Δ_z)		Carga (F)	
Posición de Reposo	Posición de Máxima Transferencia de Carga	Posición de Reposo	Posición de Máxima Transferencia de Carga
22,219 mm.	28,3658 mm.	653,5913 N	834,4051 N

Tanto para la posición de reposo como en la máxima transferencia de carga se obtuvo un valor de rigidez equivalente constante.

$$K_{eq} = 29,4159 \text{ N/mm.}$$

Ya se podía introducir la rigidez de los muelles “springs” (líneas rojas del modelo) en Marc para cada eje, para el eje delantero se obtuvo por tanto una rigidez de 18,0513 N/mm. y para el eje trasero una rigidez de 29,4159 N/mm., ambas fueron introducidas como rigidez “Stiffness”. Para el caso del estudio del chasis se tuvieron que introducir los resortes en cada eje para controlar posibles movimientos en todos los ejes.

Finalmente el modelo estaba preparado para aplicarle las cargas en los puntos que fueran necesarios y obtener los resultados para los casos que se fueran a estudiar.

En los siguientes apartados se analizarán varios casos para el chasis y obtener con ello la seccion y el material apropiado para este prototipo.

7.1. Transferencia de Carga en una Curva.

En este apartado se estudiará la estructura a su paso por una curva. Para este caso se aplicarán las cargas calculadas para la máxima transferencia de carga transversal del vehículo.

	Fz Rueda Exterior	Fz Rueda Interior		Fz Rueda Exterior	Fz Rueda Interior
Medida	N	N	Medida	N	N
Eje Delantero	578.3960	125.4715	Eje Trasero	816.1002	491.0823
	581.1537	122.7138		818.1960	488.9865
	586.6093	117.2582		822.3420	484.8405
	591.9837	111.8838		826.4264	480.7561
	597.2753	106.5922		830.4478	476.7347
	602.4825	101.3850		834.4051	472.7774

Tabla Excel. Transferencias de Carga Transversal.

Las máximas cargas para cada eje y para rueda serán aplicadas en el punto medio de los futuros anclajes de los trapecios.

Para contrarrestar estas cargas y como es lógico es necesario aplicar al chasis la carga del peso. Para este caso se tomo la masa suspendida del vehículo hallada para el cálculo de la transferencia de carga transversal, esta masa para hacer más fiable el chasis se dividió y se aplicó en cuatro puntos de la estructura cerca del punto de gravedad. La masa suspendida del vehículo incluido el piloto se tomo la misma que en los cálculos de la transferencia de carga transversal.

$$m_{\text{suspendida}} = 186.5 \text{ kg.}$$

Para conseguir los efectos del paso por curva se aplicó una fuerza gravitatoria al conjunto de la estructura, simulando los efectos de la aceleración centrífuga que aparecerá al tomar la curva. Para esta aceleración se tomó la que se utilizó en el apartado del cálculo de la transferencia de carga transversal.

$$a_y = (0,8 \cdot g) \text{ m/s}^2.$$

Se introdujo en Marc de forma y sentido al paso por curva como se puede ver en una imagen captada del programa.

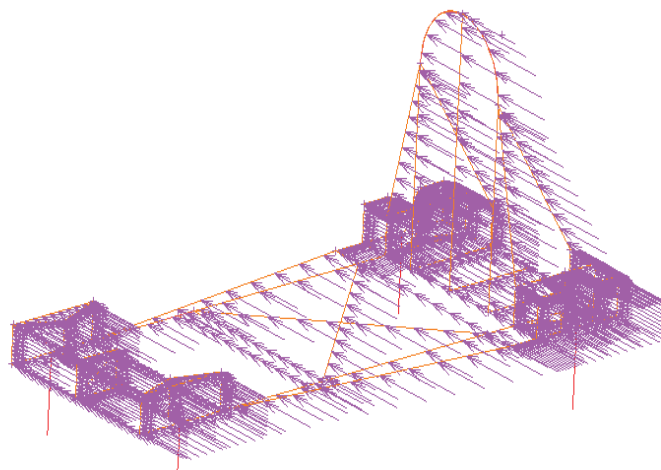
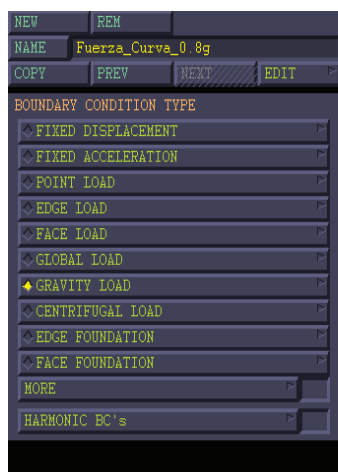
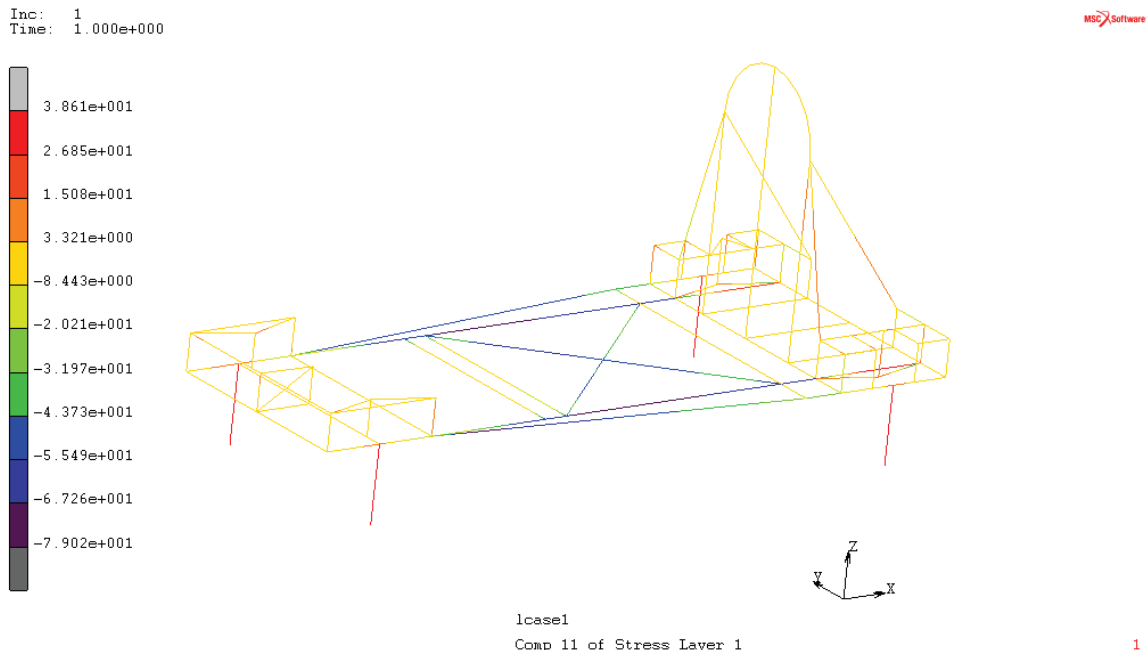


Imagen desde Marc&Mentat. Aceleración Paso por Curva.

De este modo la estructura esta preparada para el análisis a su paso por una curva, como se vio hubo que marcar una sección de tubo apropiada para aguantar las solicitaciones que sufrirá el chasis en la curva. Esta sección se fijo posteriormente como se explica en apartados siguientes; es necesario fijar la sección después de haber comprobado los requisitos de soldadura del CTE y la fatiga.

En la siguiente imagen se puede observar los resultados de tensión que sufrirá la estructura en sus puntos más críticos, se tomó una sección de diámetro 25 mm. y espesor de 3 mm. En los siguientes apartados se explicará porque llevo a ser la sección necesaria para la estructura.



Tensión en la estructura. Imagen desde Marc.

En la imagen anterior se obtuvieron los resultados de las tensiones que aparecen en la estructura tubular a la hora de afrontar una curva.

Según los resultados se observa que la zona crítica del chasis como es lógico se encuentra alrededor del centro de gravedad. La carga de peso es aplicada en la zona más crítica de la estructura, por lo que los análisis futuros de soldadura y fatiga serán comprobados para estas uniones de la zona central.

Se puede observar una leve variación de las tensiones respecto a la simetría del eje longitudinal, debido a los efectos de la transferencia de carga transversal al tomar una curva a izquierdas.

La tensión máxima que aparece en toda la estructura es de 79,02 MPa; a continuación se analizarán los demás casos de transferencia para obtener la tensión máxima de los tres casos y dimensionar la soldadura, sección de los tubos definitiva y su comprobación a la resistencia de fatiga.

7.2. Transferencia de carga en Aceleración.

En este apartado se estudiará la estructura en el momento de una aceleración de 0 a 100 km/h. Para este caso se aplicarán las cargas calculadas para la transferencia de carga longitudinal del vehículo en la aceleración.

Se calcularon anteriormente,

$$N_2 = N_{trasera} = 820,4875 \text{ N.}$$

$$N_1 = N_{delantera} = 185,0375 N.$$

Las cargas para cada eje y para rueda serán aplicadas en el punto medio de los futuros anclajes de los trapecios.

Para contrarrestar estas cargas y como es lógico es necesario aplicar al chasis la carga del peso. Para este caso se tomo la masa suspendida del vehículo hallada para el cálculo de la transferencia de carga transversal, esta masa para hacer más fiable el chasis se dividió y se aplicó en cuatro puntos de la estructura cerca del punto de gravedad. La masa suspendida del vehículo incluido el piloto se tomo la misma que en los cálculos de la transferencia de carga transversal.

$$m_{suspendida} = 186.5 \text{ kg.}$$

Para conseguir los efectos de una aceleración se aplicó una fuerza gravitatoria al conjunto de la estructura, simulando los efectos de la aceleración que aparecerán durante hasta alcanzar los 100 km/h. Para esta aceleración se tomó la que se utilizó en el apartado del cálculo de la transferencia de carga longitudinal de aceleración.

$$a_x = 8,17 \text{ m/s}^2.$$

Se introdujo en Marc de forma y sentido al paso por curva como se puede ver en una imagen captada del programa.

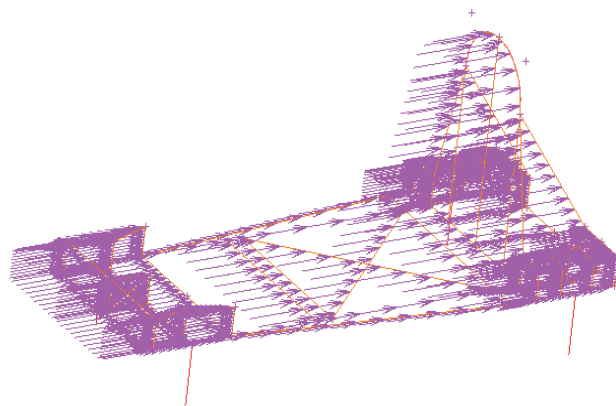
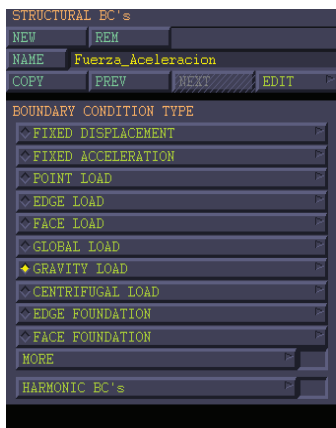


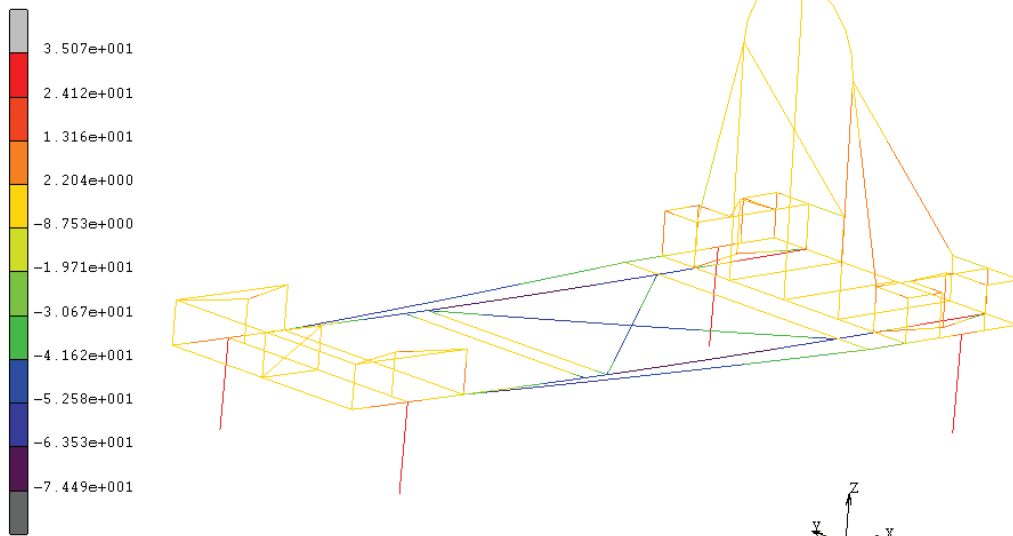
Imagen desde Marc&Mentat. Aceleración.

De este modo la estructura esta preparada para el análisis en una aceleración, como se vio hubo que marcar una sección de tubo apropiada para aguantar las sollicitaciones que sufrirá el chasis en la curva. Esta sección se fijo posteriormente como se explica en apartados siguientes; es necesario fijar la sección después de haber comprobado los requisitos de soldadura del CTE y la fatiga.

En la siguiente imagen se puede observar los resultados de tensión que sufrirá la estructura en sus puntos más críticos, se tomó una sección de diámetro 25 mm. y espesor de 3 mm. En los siguientes apartados se explicará porque llego a ser la sección necesaria para la estructura.

Inc: 1
 Time: 1.000e+000

MSC Software



lcase1
 Comp 11 of Stress Layer 1

Tensión en la estructura. Imagen desde Marc.

1

En la imagen anterior se obtuvieron los resultados de las tensiones que aparecen en la estructura tubular durante el efecto de una aceleración de 0 a 100 km/h.

Según los resultados se observa que la zona crítica del chasis como es lógico se encuentra alrededor del centro de gravedad. La carga de peso es aplicada en la zona más crítica de la estructura, por lo que los análisis futuros de soldadura y fatiga serán comprobados para estas uniones de la zona central.

A diferencia del estudio del paso por curva, en este se puede observar una leve variación de las tensiones respecto a la simetría del punto central, debido a los efectos de la transferencia de carga longitudinal al acelerar; se observa una mayor carga de tensión en las uniones de la parte trasera del chasis debido a la transferencia de cargas a la parte trasera.

La tensión máxima que aparece en toda la estructura es de 74,49 MPa; al final se comparará con los demás casos de transferencia para obtener la tensión máxima de los tres casos y dimensionar la soldadura, sección de los tubos definitiva y su comprobación a la resistencia de fatiga.

7.3. Transferencia de Carga en Frenado

En este apartado se estudiará la estructura en el momento de una frenada de 1G. Para este caso se aplicarán las cargas calculadas para la transferencia de carga longitudinal del vehículo en la frenada.

Se calcularon anteriormente,

$$N_2 = N_{trasera} = 453,1931 \text{ N.}$$

$$N_1 = N_{delantera} = 552,332 \text{ N.}$$

Las cargas para cada eje y para rueda serán aplicadas en el punto medio de los futuros anclajes de los trapecios.

Para contrarrestar estas cargas y como es lógico es necesario aplicar al chasis la carga del peso. Para este caso se tomo la masa suspendida del vehículo hallada para el cálculo de la transferencia de carga transversal, esta masa para hacer más fiable el chasis se dividió y se aplicó en cuatro puntos de la estructura cerca del punto de gravedad. La masa suspendida del vehículo incluido el piloto se tomo la misma que en los cálculos de la transferencia de carga transversal.

$$m_{\text{suspendida}} = 186.5 \text{ kg.}$$

Para conseguir los efectos de una frenada se aplicó una fuerza gravitatoria al conjunto de la estructura, simulando los efectos de la frenada que aparecerán al frenar con una aceleración de 1G. Para esta aceleración se tomó la que se utilizó en el apartado del cálculo de la transferencia de carga longitudinal en frenada, introducida con su signo adecuado.

$$a_x = -9,81 \text{ m/s}^2.$$

Se introdujo en Marc de forma y sentido al paso por curva como se puede ver en una imagen captada del programa.

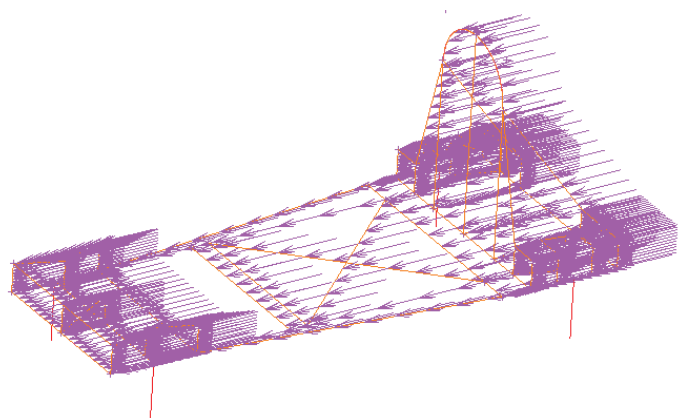
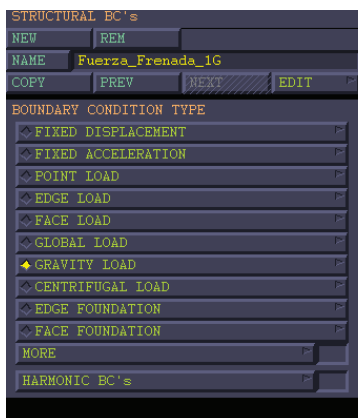


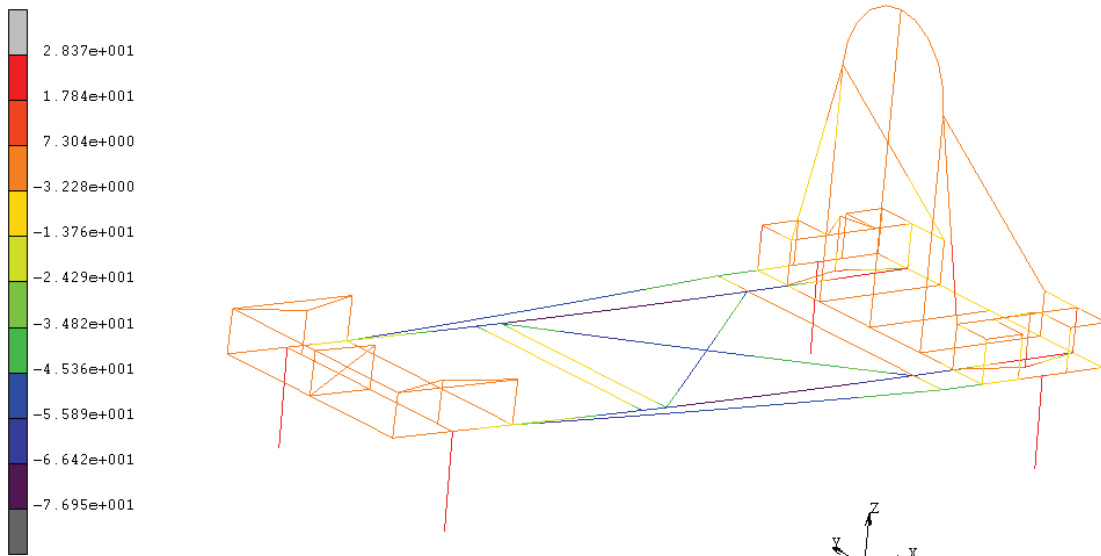
Imagen desde Marc&Mentat. Aceleración de Frenada.

De este modo la estructura esta preparada para el análisis en una aceleración, como se vio hubo que marcar una sección de tubo apropiada para aguantar las sollicitaciones que sufrirá el chasis en la curva. Esta sección se fijo posteriormente como se explica en apartados siguientes; es necesario fijar la sección después de haber comprobado los requisitos de soldadura del CTE y la fatiga.

En la siguiente imagen se puede observar los resultados de tensión que sufrirá la estructura en sus puntos más críticos, se tomó una sección de diámetro 25 mm. y espesor de 3 mm. En los siguientes apartados se explicará porque llego a ser la sección necesaria para la estructura.

Inc: 1
 Time: 1.000e+000

MSC Software



lcase1
 Comp 11 of Stress Layer 1

Tensión en la estructura. Imagen desde Marc.

1

En la imagen anterior se obtuvieron los resultados de las tensiones que aparecen en la estructura tubular durante el efecto de una frenada de 1G.

Según los resultados se observa que la zona crítica del chasis como es lógico se encuentra alrededor del centro de gravedad. La carga de peso es aplicada en la zona más crítica de la estructura, por lo que los análisis futuros de soldadura y fatiga serán comprobados para estas uniones de la zona central.

A diferencia del estudio del efecto de aceleración, en este se puede observar una leve variación de las tensiones respecto a la simetría del punto central, debido a los efectos de la transferencia de carga longitudinal al frenar; se observa una mayor carga de tensión en las uniones de la parte delantera del chasis debido a la transferencia de cargas a la parte delantera. En las uniones de la parte trasera del arco de seguridad también hay un aumento de tensión debido a la aceleración de frenada que aparece en todo el conjunto.

La tensión máxima que aparece en toda la estructura es de 76,95 MPa; al final se comparará con los demás casos de transferencia para obtener la tensión máxima de los tres casos y dimensionar la soldadura, sección de los tubos definitiva y su comprobación a la resistencia de fatiga.

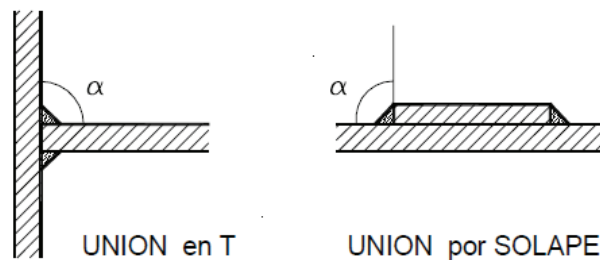
8. Soldadura

En este apartado se presentan los criterios básicos que hay que tener en cuenta para dimensionar los cordones de soldadura en ángulo de las uniones soldadas realizadas en la estructura del vehículo en acero, siguiendo el método simplificado establecido por el Documento Básico, Seguridad Estructural, Acero del Código Técnico de la Edificación, de ahora en adelante DB-SE-A del CTE.

La soldadura es un procedimiento de unión directa entre metales de igual o parecida composición que necesita de una importante aportación de calor, con objeto de fundir los bordes de los elementos a unir y el material de aportación. Los dos metales fundidos, se mezclan dando lugar a un nuevo metal que es el que forma el cordón de soldadura.

El material de aportación deberá ser de igual o mayor resistencia que el metal base, de modo que se admite que la resistencia del cordón de soldadura es igual a la resistencia de las piezas unidas.

La soldadura en ángulo se utiliza para unir elementos cuyas caras de fusión forman un ángulo a comprendido entre 60° y 120° . Las uniones pueden ser en T o en solape, tal y como se observa en la imagen.



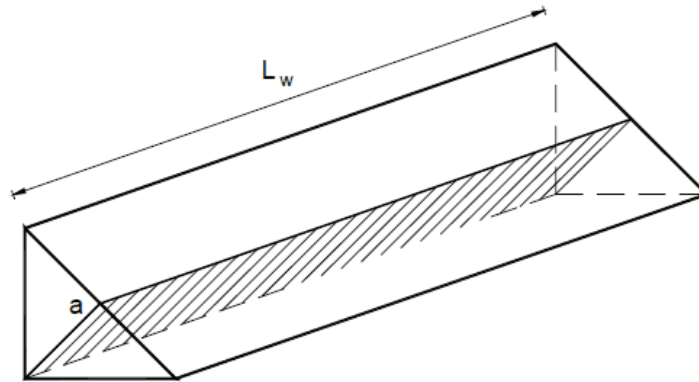
El diseño y cálculo de las uniones resueltas por medio de soldadura en ángulo dependerá de la geometría de la unión a resolver así como de los esfuerzos a transmitir por parte de los cordones dispuestos, teniendo en cuenta la condición que establece el artículo 8.21, DB-SE-A en el que se establece que las uniones se deberán dimensionar con capacidad para transmitir los mínimos siguientes:

- en el caso de nudos rígidos y empalmes la mitad de la resistencia última de cada una de las piezas a unir;
- en el caso de uniones articuladas la tercera parte del axil o el cortante último (según el caso) de la pieza a unir.

Para el estudio en el caso del futuro vehículo se dimensionará la soldadura de la unión más crítica de la estructura tubular. Una vez dimensionada esta soldadura las demás soldaduras del chasis tendrán las mismas dimensiones ya que si se dimensiona la soldadura más crítica las demás uniones tendrán margen de fallo con esta soldadura.

El cálculo de los cordones de soldadura en ángulo en las uniones de estructuras de acero consiste en determinar el espesor de garganta $-a-$ y la longitud de los mismos $-L_w-$ en función de los esfuerzos a transmitir y la geometría de la unión.

Considerando que el cordón de soldadura en ángulo se puede asimilar a un prisma de base triangular, se define espesor de garganta como la altura de la sección transversal del cordón perpendicular a la cara exterior de la soldadura, siendo la longitud eficaz del mismo, igual a la longitud real siempre que el espesor del cordón sea el nominal a lo largo de toda su longitud, tal y como se representa en la imagen.



El proceso de cálculo del cordón de soldadura consiste en:

- Determinar la resistencia por unidad de superficie del cordón de soldadura.
- Establecer el espesor de garganta del cordón a disponer en función de los espesores de las chapas a unir.
- Calcular la longitud del cordón de soldadura en función de los esfuerzos a transmitir y el espesor de garganta a disponer
- Verificar que la dimensión de la garganta de soldadura se encuentra aproximadamente entre los dos límites.

Resistencia de la soldadura en ángulo por unidad de superficie.

La resistencia por unidad de superficie del cordón de soldadura en ángulo es igual a $f_{vW,d}$ cuyo valor se obtiene a partir de la expresión,

$$f_{vW,d} = \frac{f_u / \sqrt{3}}{\beta_w \cdot \gamma_{M2}} ;$$

Siendo,

f_u : resistencia a tracción del acero de las chapas a soldar.

$\gamma_{M2}=1,25$ coeficiente parcial de seguridad de la unión soldada.

β_w : coeficiente de correlación en función del tipo de acero de las piezas a soldar, cuyo valor se obtiene a partir del límite elástico del acero de las piezas a unir en la tabla,

tabla 1		
acero	f_u N/mm ²	β_w
S 235	360	0,80
S 275	430	0,85
S 355	510	0,90

Sustituyendo los valores de f_u y β_w para las calidades habituales de acero estructural, se obtienen los valores de la tabla siguiente,

tabla 2			
acero	f_u N/mm ²	β_w	$f_{vw,d}$ N/mm ²
S 235	360	0,80	207,8
S 275	430	0,85	222,7
S 355	510	0,90	261,7

Dimensionado de espesor de garganta del cordón de soldadura.

El espesor de garganta de una soldadura en ángulo deberá cumplir la condición expresada en la ecuación siguiente,

$$a \leq 0,7 \cdot e_{\min} ;$$

Siendo e_{\min} el mínimo espesor de las chapas soldadas. El resultado de la expresión anterior se redondeará a la baja, no pudiendo adoptar valores inferiores al siguiente en función del espesor de las chapas.

$$a \geq 3 \text{ mm para } e_{\min} \leq 10 \text{ mm}$$

Para el caso del vehículo prototipo habrá un espesor mínimo de 3 mm., por tanto según la norma la futura garganta de soldadura deberá seguir el criterio anterior.

Obtención del espesor de garganta del cordón de soldadura necesario para transmitir un esfuerzo F_{Ed} .

Hallado el esfuerzo que solicita a la unión gracias al programa Marc&Mentat, deberá cumplir la condición de la ecuación siguiente,

$$F_{W,Ed} \leq a \cdot L_w \cdot f_{vw,d} ;$$

Es decir, el espesor de garganta de la soldadura, “a” deberá ser,

$$\frac{F_{W,Ed}}{L_w \cdot f_{vw,d}} \leq a ;$$

Siendo,

$f_{vw,d}$: resistencia por unidad de superficie del cordón de soldadura en ángulo.

$F_{W,Ed}$: esfuerzo que solicita a la unión.

L_w : Longitud del cordón de soldadura.

Se sustituyen a continuación los valores para el caso de la estructura tubular con un acero S355.

- $f_{vw,d} = 261,7 \text{ N/mm}^2$
- $L_w = 2 \cdot \pi \cdot r = 2 \cdot \pi \cdot 12,5 = 78,54 \text{ mm.}$
- A : Área de la sección. $A = \pi \cdot (R^2 - r^2) = 207,345 \text{ mm}^2$

- $F_{W,Ed}$: esfuerzo que solicita a la unión. Para ello será necesario comparar las tensiones que aparecen en cada caso y escoger la máxima para el dimensionado de la soldadura. ($F = \sigma \cdot A$)

	Máxima Tensión	Fuerza
Acelerar	74,49 MPa.	15445,1376 N
Frenar	76,95 MPa.	15955,2066 N
Paso por Curva	79,02 MPa.	16384,411 N

Se tiene por tanto,

$$\frac{F_{W,Ed}}{L_W \cdot f_{vW,d}} = \frac{16384,411}{78,54 \cdot 261,7} = 0,7971 \text{ mm} \leq a ;$$

$$a \leq 0,7 \cdot e_{min} = 0,7 \cdot 3 = 2,1 \text{ mm} ;$$

La dimensión de la garganta de soldadura requerida en la unión más crítica deberá estar entre,

$$0,7971 \text{ mm} \leq a \leq 2,1 \text{ mm} ;$$

Después de haber analizado y dimensionado la unión más crítica de la estructura tubular, se fijó este margen de garganta de soldadura para el resto de las uniones del chasis. Es lógico si esta soldadura está diseñada para la unión que tiene una mayor tensión para el resto de la estructura es suficiente este dimensionado. El margen de que existe en la dimensión de la garganta de soldadura es grande como para salvar las posibles variaciones en la soldadura del operario.

9. Estudio de Fatiga

En este apartado se hará una comprobación de la fatiga de la estructura tubular donde se comparará el esfuerzo máximo del chasis con el cálculo de fatiga para una vida infinita.

Para el cálculo del límite de resistencia a la fatiga se emplean una serie de factores modificadores que permiten relacionar el límite de resistencia a la fatiga de un elemento mecánico S_e con los resultados de límite de resistencia a la fatiga obtenidos con probetas de ensayo S_e' .

Mischke ha analizado muchos datos de pruebas reales provenientes de varias fuentes y concluye que el límite de fatiga puede estar relacionado con la resistencia a la tracción. En el caso de los aceros, la relación es:

$$S_e' = 0,504 \cdot S_{ut} \text{ para } S_{ut} \leq 1400 \text{ Mpa.}$$

Para este caso de un acero S 355, se toma $S_{ut} = 560 \text{ MPa}$.

Este es el caso del acero utilizado en el conjunto de la estructura del vehículo.

Por tanto se hallarán cada uno de estos factores que incluyen por tanto la influencia de las diferencias con la aplicación real.

- Factor de superficie K_a
- Factor de tamaño K_b
- Factor de carga K_q
- Factor de temperatura K_d
- Factor de concentración de tensiones K_e
- Factor de efectos diversos K_g
- Factor de confiabilidad K_c

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_q \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_g \cdot K_c \cdot S_e' ;$$

Se calcularán cada uno de estos factores en función de las características del material real.

- Factor de superficie K_a

Este factor depende el acabado de la pieza y de su tratamiento. La sensibilidad a la rugosidad superficial es mayor cuanto mayor es la resistencia del material.

$$K_a = a \cdot (S_{ut})^b ;$$

Acabado de Superficie	Factor a (Mpa)	Exponente b
Laminado en caliente	57,7	-0,718

- Factor de tamaño K_b

El factor de tamaño se ha evaluado a partir de datos experimentales. La fatiga es un fenómeno estadístico. Cuanto mayor sea el volumen de la pieza sometida a tensiones elevadas, mayor será la probabilidad de encontrar un defecto de tamaño crítico que provoque el inicio de la grieta de fatiga.

$$K_b = \left(\frac{d}{7,62} \right)^{-0,1133} ;$$

Para una sección circular se tiene, $d_e = 0,37 \cdot d$;

- Factor de carga K_q

Como se ha comprobado en el estudio de elementos finitos de la estructura tubular del vehículo prototipo la carga que genera la máxima tensión en el chasis produce un esfuerzo de flexión en la sección más crítica, donde se hacen todos los estudios.

$$K_q = 1$$

- Factor de temperatura K_d

Este factor considera la diferencia de temperatura entre el ensayo realizado y la temperatura de operación. Cuando las temperaturas son bajas, se debe comprobar fallo frágil, y cuando las temperaturas son altas se debe comprobar el fallo por fluencia. Esto es debido a la variación del límite elástico y la resistencia a tracción con la temperatura.

$$K_d = \frac{S_{ut}}{S_u} ;$$

con S_{ut} resistencia a la tracción a temperatura T y S_u resistencia a tracción a temperatura normal (normalmente 20°C).

$$K_d = 1$$

- Factor de concentración de tensiones K_e

El fallo por fatiga es muy sensible a la existencia de entalla. Para el caso de la estructura tubular no existe ningún tipo de entalla, con ello ningún punto donde halla una concentración de tensiones.

$$K_e = 1$$

- Factor de efectos diversos K_g

El efecto de la soldadura en las uniones de la estructura tubular hace reducir la resistencia a la fatiga del chasis.

$$K_g = 0,85$$

- Factor de confiabilidad K_c

Tal y como se comentó anteriormente, la fatiga es un fenómeno estadístico. La distribución de resistencias a la fatiga es una distribución normal para un número fijo de ciclos, con una desviación típica o standard σ . Funcionalmente, se diseña para una seguridad funcional del 90%. La desviación típica σ en aceros es del 8%. Según la tabla,

Probabilidad de vida	Factor de multiplicación de la desviación D
90	1,3

$$K_c = 1 - \sigma \cdot D = 1 - 0,08 \cdot 1,3$$

$$K_c = 0,896$$

Se calculan a continuación todos los factores para poder resolver la ecuación principal para la resistencia a la fatiga.

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_q \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_g \cdot K_c \cdot S_e' ;$$

$$S_e = (57,7 \cdot (530)^{-0,718}) \cdot \left(\left(\frac{0,37 \cdot 25}{7,62} \right)^{-0,1133} \right) \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,85 \cdot 0,896 \cdot (0,504 \cdot 560) ;$$

$$S_e = 129,07 \text{ MPa.}$$

Habiendo calculado todos los factores modificativos para el caso del futuro vehículo se pudo comprobar si la vida de la estructura supera la consideración de vida infinita.

Se obtuvo la resistencia a fatiga en función de los factores modificativos del elemento, esta resistencia es la resistencia para un millón de ciclos.

$$S_e(10^6) = 129,07 \text{ MPa}$$

Esta resistencia es superior al máximo esfuerzo que aparece en la estructura,

$$S_e(10^6) = 129,07 \text{ MPa} \gg S = 79,02 \text{ MPa}$$

Estos resultados significan que la estructura tubular del vehículo se considera que tendrá una resistencia ante la fatiga infinita (superior a un millón de ciclos). Por tanto la estructura del vehículo podrá afrontar todo un campeonato sin aparecer efectos indeseables dividido a la fatiga.

10. Dimensionado de la Diagonal Push-rod

En este apartado se dimensionará la sección de la diagonal del sistema de suspensión del eje delantero. Para ello se calculará la sección del elemento en base a los requisitos del CTE (Código Técnico de la Edificación) con objetivo de evitar la aparición de un pandeo indeseable en la diagonal. Este elemento trabaja a compresión y por ello será necesaria la comprobación del pandeo, aunque la longitud de la diagonal Push-rod es pequeña como para la aparición de un efecto de pandeo indeseado, es necesaria la comprobación del Documento Básico Seguridad Estructural Acero DB-SE-A.

Según este documento básico la resistencia de las barras a compresión, $N_{c,Rd}$, no superará la resistencia última de la barra a pandeo, $N_{b,Rd}$.

$$\text{Verificación de pandeo, } N_{c,Ed} \leq N_{b,Rd} = \chi \cdot A \cdot f_{yd} ;$$

Donde χ es el coeficiente de reducción por pandeo, función de la esbeltez y de la forma de la sección.

Para llegar a la verificación es necesario conocer un concepto relacionado. Se denomina longitud de pandeo L_K de una pieza, a la longitud de otra pieza ideal, recta, prismática, biarticulada y cargada en sus extremos, tal que tenga la misma carga crítica que la pieza real:

$$L_k = \beta \cdot L \quad \left. \vphantom{L_k = \beta \cdot L} \right\} \longrightarrow N_{cr} = \frac{\pi^2 E \cdot I}{L_k^2}$$

Para el caso de la diagonal push-rod se trata de una barra biarticulada por lo que el coeficiente de esbeltez β según el documento básico será igual a 1.

Para hallar la carga crítica será necesario también obtener los datos E (modulo de elasticidad) y I (momento de inercia de la sección).

Según el acero elegido,

$$E = 210000 \frac{N}{mm^2};$$

Para el momento de inercia de la sección se tomará una barra de sección $\varnothing 15$ mm y espesor 1,5 mm. La inercia a considerar será la del eje perpendicular al plano de pandeo que se está considerando.

$$I = \frac{\pi \cdot (\varnothing_e^4 - \varnothing_i^4)}{64};$$

$$I = 1467,1729 \text{ mm}^4$$

La longitud de la barra diagonal es igual a $L=212$ mm.

Con estos datos ya se puede calcular el valor de la carga crítica;

$$N_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{(\beta \cdot L)^2};$$

$$N_{cr} = 67659,4716 \text{ N}$$

A continuación se calcula lo que se denomina como esbeltez reducida $\bar{\lambda}$ cuya expresión es la siguiente:

$$\bar{\lambda} = \sqrt{\frac{A \cdot f_y}{N_{cr}}};$$

Siendo,

A: área de la sección

f_y : límite elástico del material

N_{cr} : Normal crítico de Euler

Para el caso de la diagonal se tiene,

$$A = \pi \cdot (r_e^2 - r_i^2) = \pi \cdot (7,5^2 - 6^2) = 63,617 \text{ mm}^2$$

$$\text{El acero S 355 } f_y = 355 \text{ N/mm}^2$$

La normal crítica de Euler calculada

$$N_{cr} = 67659,4716 \text{ N}$$

Sustituyendo en la ecuación se obtiene una esbeltez reducida de,

$$\bar{\lambda} = \sqrt{\frac{A \cdot f_y}{N_{cr}}} = \sqrt{\frac{63,6172 \cdot 355}{67659,4716}} = 0,577$$


$$\bar{\lambda} = 0,577 \cong 0,6$$

Habiendo hallado la esbeltez reducida, en el siguiente paso debe conocerse qué curva de pandeo debe considerarse. Las curvas de pandeo dependen del tipo de perfil, del tipo de acero y de sus características geométricas. Las curvas de pandeo proporcionan un coeficiente χ que permite calcular el esfuerzo normal máximo de pandeo que puede resistir en este caso la barra diagonal push-rod.

Para este caso no se habla de tensiones sino de esfuerzos. Se trata de comparar el esfuerzo normal mayorado N_d con el esfuerzo normal máximo por pandeo $N_{b,Rd}$. La expresión de este último es,

$$N_{b,Rd} = \chi \cdot A \cdot f_{yd} ;$$

El coeficiente χ es menor que la unidad, responde a una reducción de la respuesta al esfuerzo normal sin considerar pandeo ($A \cdot f_{yd}$); se halla mediante la tabla de curvas de pandeo,

Tipo de sección	Tipo de acero	S235 a S355		S450	
		Eje de pandeo ⁽¹⁾			
		y	z	y	z
Tubos de chapa simples o agrupados 	laminados en caliente	a	a	a _y	a _z
	conformados en frío	c	c	c	c

Curva de Pandeo en función de la Sección Transversal de la Barra diagonal.

Esbeltez reducida	Curva de pandeo				
	a ₀	a	b	c	d
Coefficiente (α) de imperfección	0,13	0,21	0,34	0,49	0,76
≤ 0,20	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
0,30	0,99	0,98	0,96	0,95	0,92
0,40	0,97	0,95	0,93	0,90	0,85
0,50	0,95	0,92	0,88	0,84	0,78
0,60	0,93	0,89	0,84	0,79	0,71
0,70	0,90	0,85	0,78	0,72	0,64
0,80	0,85	0,80	0,72	0,66	0,58
0,90	0,80	0,73	0,66	0,60	0,52
1,00	0,73	0,67	0,60	0,54	0,47
1,10	0,65	0,60	0,54	0,48	0,42
1,20	0,57	0,53	0,48	0,43	0,38
1,30	0,51	0,47	0,43	0,39	0,34
1,40	0,45	0,42	0,38	0,35	0,31
1,50	0,40	0,37	0,34	0,31	0,28
1,60	0,35	0,32	0,31	0,28	0,25
1,80	0,28	0,27	0,25	0,23	0,21
2,00 ⁽¹⁾	0,23	0,22	0,21	0,20	0,18
2,20 ⁽¹⁾	0,19	0,19	0,18	0,17	0,15
2,40 ⁽¹⁾	0,16	0,16	0,15	0,14	0,13
2,70 ⁽²⁾	0,13	0,13	0,12	0,12	0,11
3,00 ⁽²⁾	0,11	0,10	0,10	0,10	0,09

⁽¹⁾ esbeltez intolerable en los elementos principales
⁽²⁾ esbeltez intolerable incluso en elementos de arriostamiento

Valores del Coeficiente de Pandeo χ .

Se trata de comparar el esfuerzo normal mayorado N_d con el esfuerzo normal máximo por pandeo $N_{b,Rd}$.

Teniendo los datos hallados se sustituye en la fórmula,

$$N_{b,Rd} = \chi \cdot A \cdot f_{yd} ;$$

$$N_{b,Rd} = 0,89 \cdot 63,617 \cdot \frac{355}{1,05} ;$$

$$N_{b,Rd} = 19142,66 \text{ N}$$

Este valor se compara con el esfuerzo normal mayorado N_d de la barra diagonal Push-rod. Este dato se obtuvo del modelo 2D del sistema de suspensión del eje delantero, aplicándole la máxima carga de transferencia que sufrirá el eje delantero; se hallara gracias al programa Mar&Mentat el esfuerzo normal que sufre la diagonal y se mayorará.

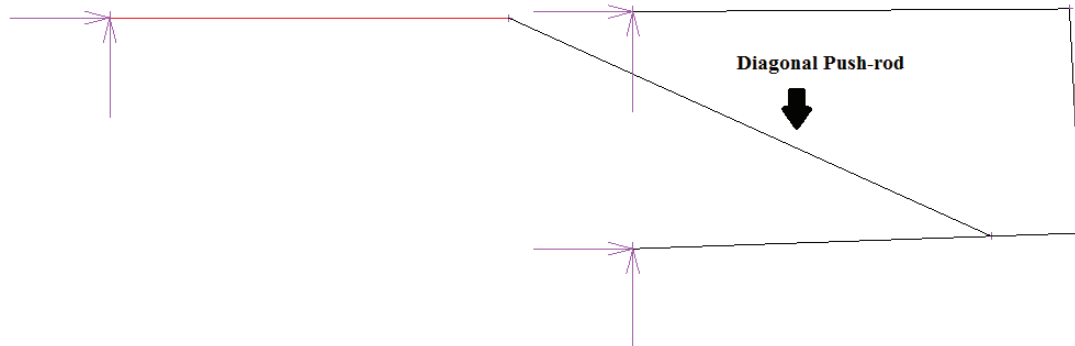
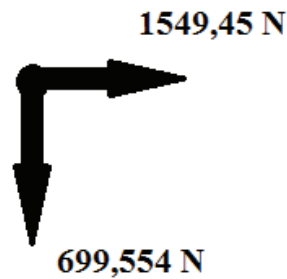
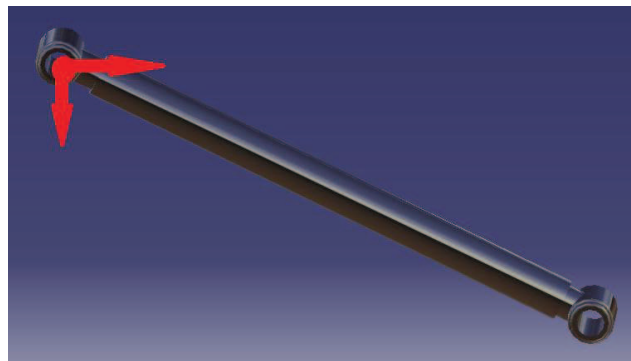


Imagen Marc&Mentat. Sistema de suspensión Delantero 2D.



Reacciones de fuerza en los ejes X e Y.



Calcular la Resultante de fuerzas.

A continuación se obtiene la resultante (R) de las dos fuerzas anteriores y hallar así el esfuerzo normal de compresión que sufre la barra diagonal push-rod; para mayor seguridad este esfuerzo normal es necesario mayorarlo (N_d).

$$R = 1700 \text{ N}$$

$$N_d = 1700 \cdot 1,5 = 2550,075 \text{ N}$$

Teniendo los dos valores se comparará el esfuerzo normal mayorado N_d con el esfuerzo normal máximo por pandeo $N_{b,Rd}$.

$$N_{b,Rd} \gg N_d$$

$$19142,66 \text{ N} \gg 2550,075 \text{ N}$$

Cumpliendo esta ecuación la sección de la barra diagonal push-rod elegida es la correcta, no sufrirá efectos indeseados de pandeo durante su funcionamiento en carrera.

11. Dimensionado de Trapecios de Suspensión

Para el dimensionado de los trapecios de suspensión fue necesario generar los modelos de trapecios en el programa Marc para posteriormente introducirle las cargas y restricciones, y con ello poder comprobar que las secciones elegidas de los tubos son las correctas; no sufren elevadas tensiones ni deformaciones durante el futuro funcionamiento en carrera del vehículo.

Se analizó el sistema de suspensión del eje trasero; se estudio exclusivamente el eje trasero debido a que será el cuadrilátero de suspensión que más sollicitaciones tendrá.

Como se ha visto este eje sufre la máxima transferencia de carga, este es el motivo por cual fue necesario un estudio del sistema y con ello poder comprobar que las tensiones que aparecen están dentro de los márgenes.

Primeramente se introdujo un modelo del sistema de suspensión trasero en el programa Marc&Mentat, gracias a las dimensiones ya marcadas se pudieron representar todos los nodos del sistema.

MSC Software

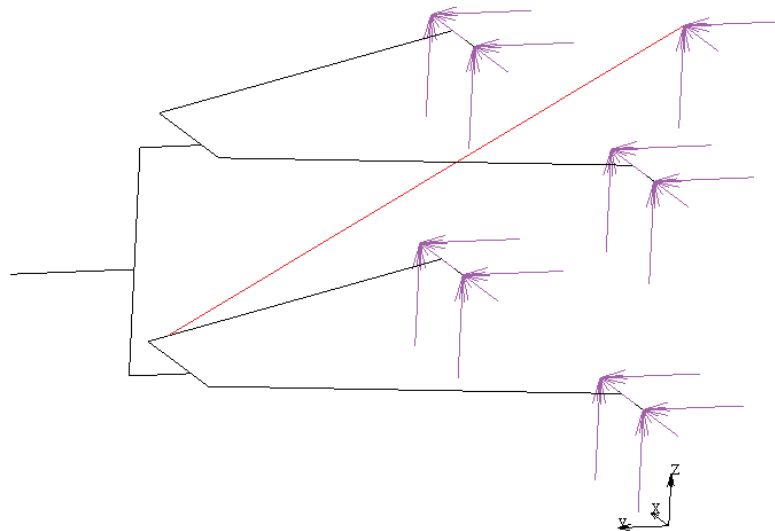


Imagen desde Marc&Mentat. Conjunto trasero.

Teniendo representado el modelo del cuadrilátero de suspensión del eje trasero se pudo empezar a introducir las cargas y restricciones.

Se aplicó una carga en el punto de anclaje de la rueda, el futuro buje. Se aplicó la máxima carga, esta carga fue calculada en la transferencia de carga transversal para el eje trasero.

La máxima transferencia de carga será igual a una fuerza puntual de 834,4051 N.

Se introdujeron las lógicas restricciones de desplazamiento en los anclajes de los trapecios y el anclaje del amortiguador con el chasis.

Para las uniones de los elementos barra del conjunto se siguió el mismo proceso seguido en el modelo 2D del cuadrilátero de suspensión. Se debieron marcar estas uniones como uniones articuladas para aproximar el funcionamiento del modelo al futuro modelo real.

Se marco también la rigidez del elemento resorte (línea roja) según la elegida y calculada en el apartado del cálculo de rigidez del modelo.

Rigidez: (Stiffness): $K = 180 \text{ N/mm}$.

Se marcaron las mismas características del material general utilizado en el vehículo, las características propias de los aceros estructurales.

Se tuvo preparado entonces el modelo para el estudio.

Se comprobará si la sección de los tubos de la estructura tubular (chasis) es suficiente y posible para utilizar en los modelos de los trapecios.

Sección del tubo circular con espesor: $\text{Ø}25\text{mm} \times 3\text{mm}$.

Los resultados obtenidos se pueden observar en las imágenes de a continuación,

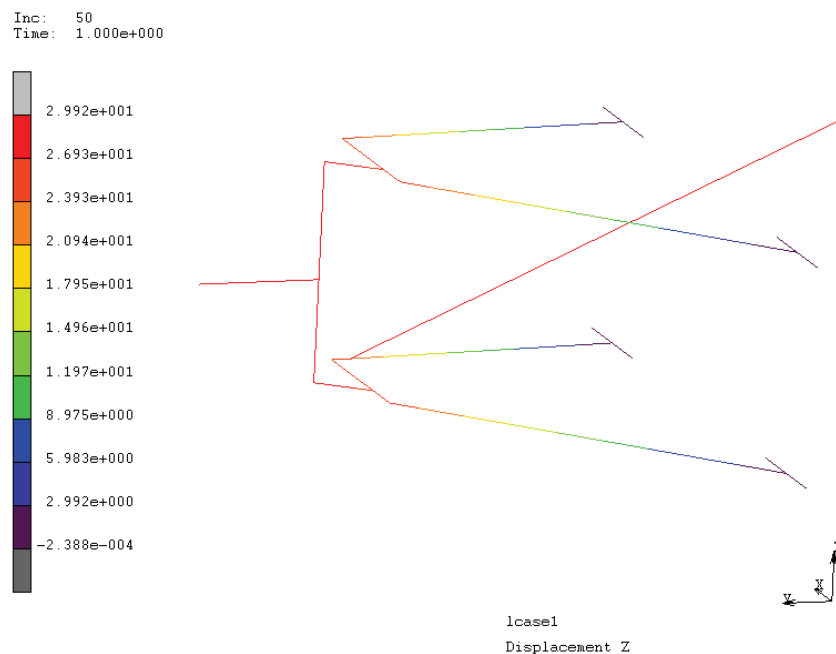


Imagen resultados de Marc. Desplazamiento en el eje “z” del modelo.

Inc: 50
 Time: 1.000e+000

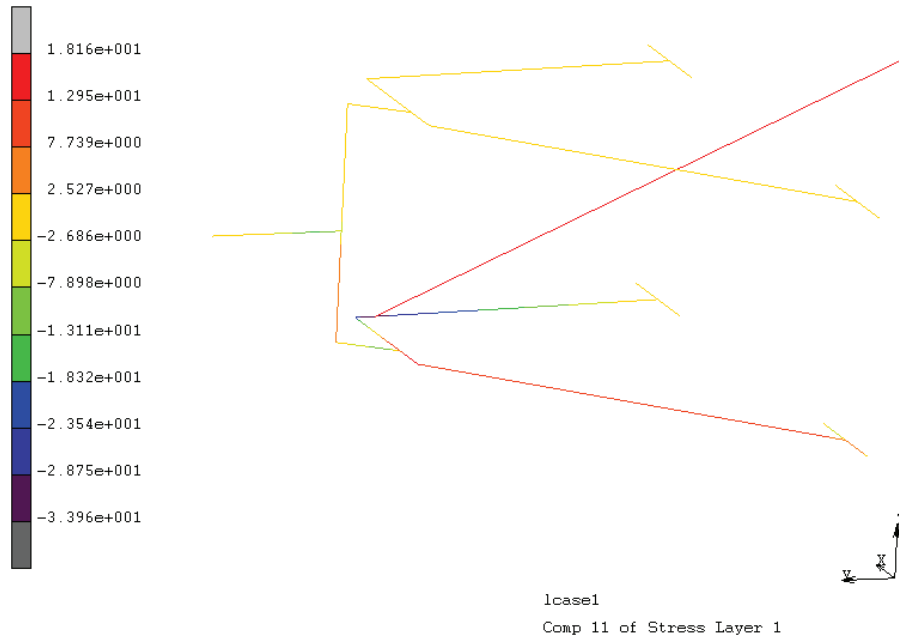


Imagen resultados de Marc. Componentes de Tensión del modelo.

Como se ha comprobado los resultados obtenidos son favorables para el modelo del sistema de suspensión del eje trasero.

Se obtuvieron unos desplazamientos acordes a los obtenidos en el apartado de cálculo de la rigidez del resorte, así como unas tensiones dentro de los márgenes marcados en los apartados del dimensionado de la soldadura y la resistencia a fatiga.

Según los resultados se optó por diseñar los tubos de los trapecios con el mismo material y la misma sección que los utilizados en la estructura tubular del vehículo.

27 de Junio del 2012

FIRMA



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación :

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DISEÑO DE VEHÍCULO KARTING CON UN
SISTEMA DE SUSPENSIÓN

PLANOS

Alberto Santos Galdiano

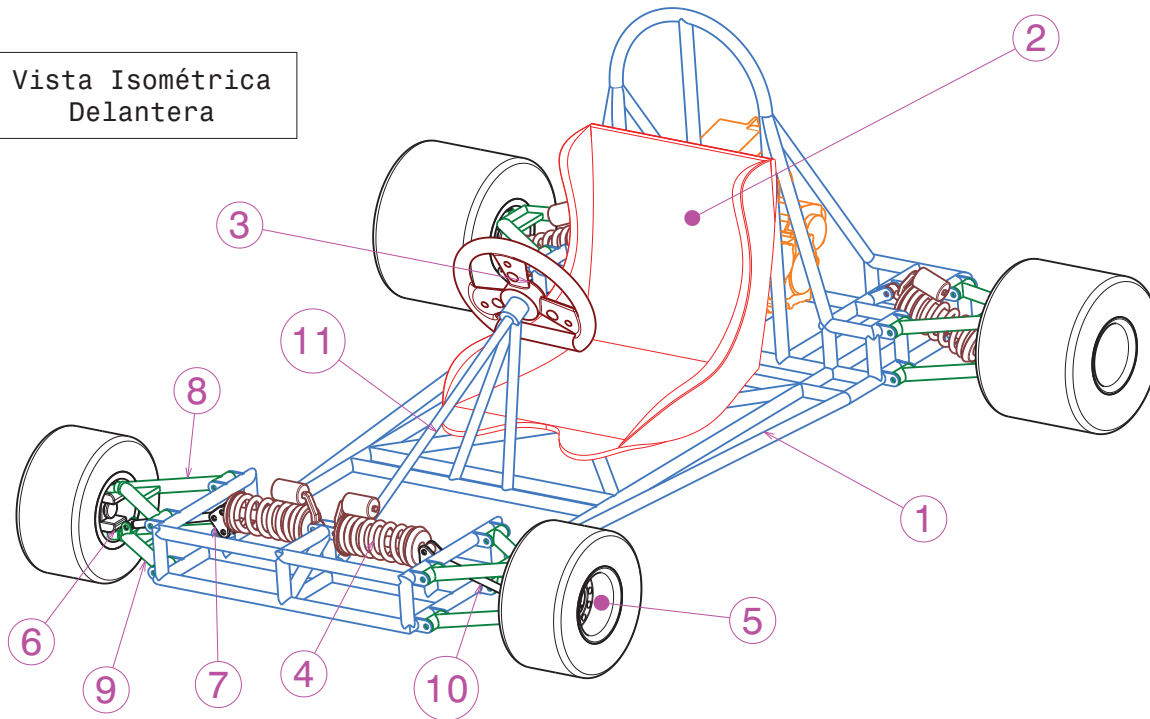
José Sancho Rodríguez

Pamplona, 27 de Junio del 2012

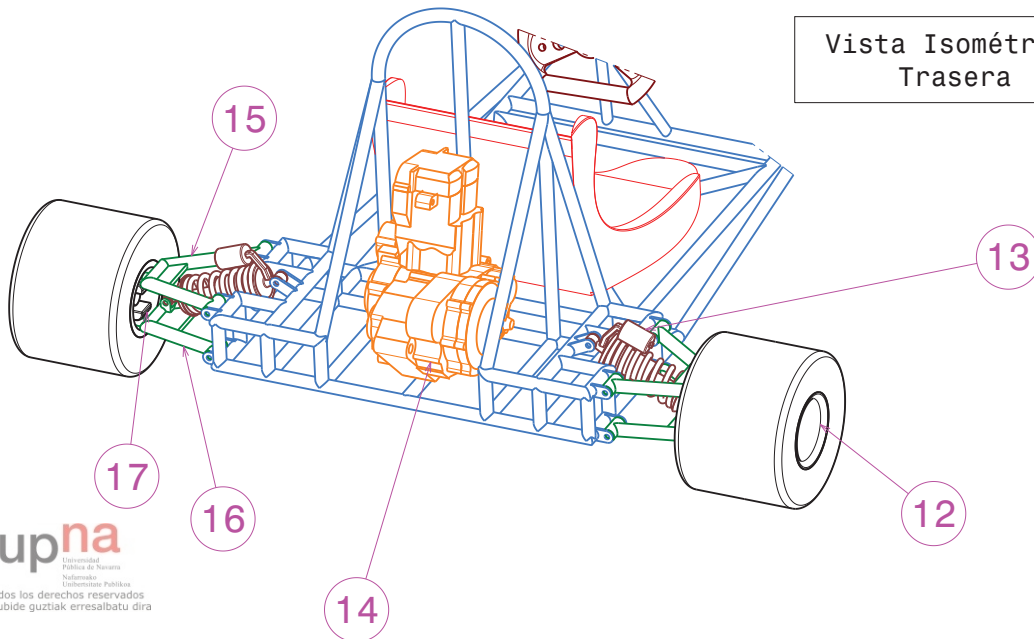
ÍNDICE PLANOS

- 1. Conjunto Vehículo Vista Isométrica**
- 2. Chasis Tubular**
- 3. Conjunto Sistema de Suspensión del eje delantero**
- 4. Trapecio Superior Delantero**
- 5. Trapecio Inferior Delantero**
- 6. Mangueta**
- 7. Diagonal Push-Rod**
- 8. Reenvío Push-Rod**
- 9. Conjunto Sistema de Suspensión del eje trasero**
- 10. Trapecio Superior Trasero Lado Derecho**
- 11. Trapecio Inferior Trasero Lado Derecho**
- 12. Trapecio Superior Trasero Lado Izquierdo**
- 13. Trapecio Inferior Trasero Lado Izquierdo**


Vista Isométrica Delantera

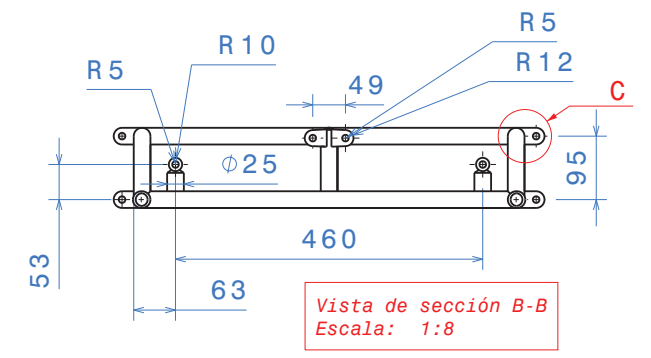
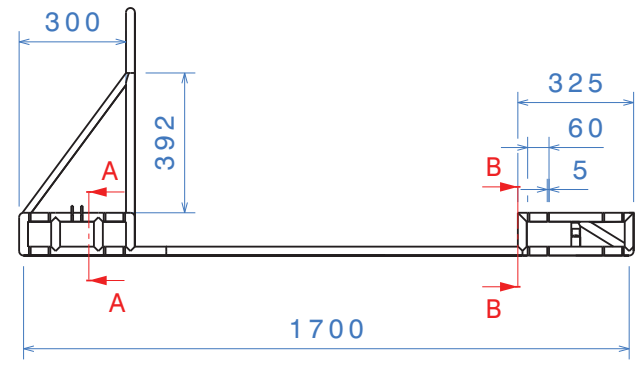
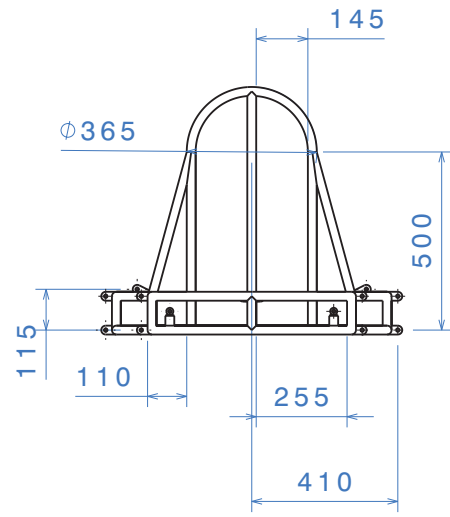


Vista Isométrica Trasera

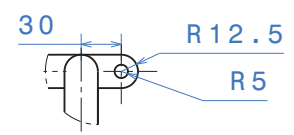


Número	Elemento
1	Chasis Tubular
2	Asiento IMAF
3	Volante A.M.V.
4	Amortiguador Delantero
5	Neumático-Llanta Delantero
6	Mangueta Delantera
7	Push-Rod Reenvio
8	Trapezio Superior Delantero
9	Trapezio Inferior Delantero
10	Diagonal Reenvio
11	Columna de Dirección
12	Neumático-Llanta Trasero
13	Amortiguador Trasero
14	Motor Yamaha YZ 250cc.
15	Trapezio Superior Trasero
16	Trapezio Inferior Trasero
17	Mangueta Trasera

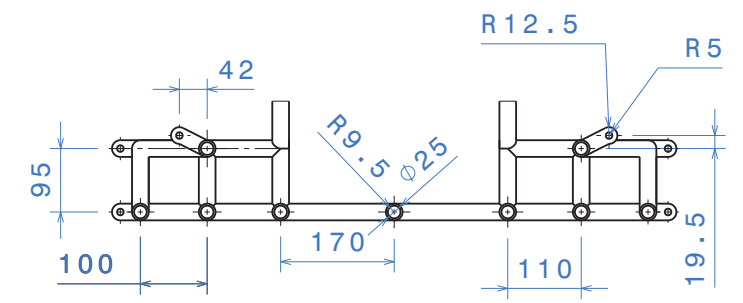
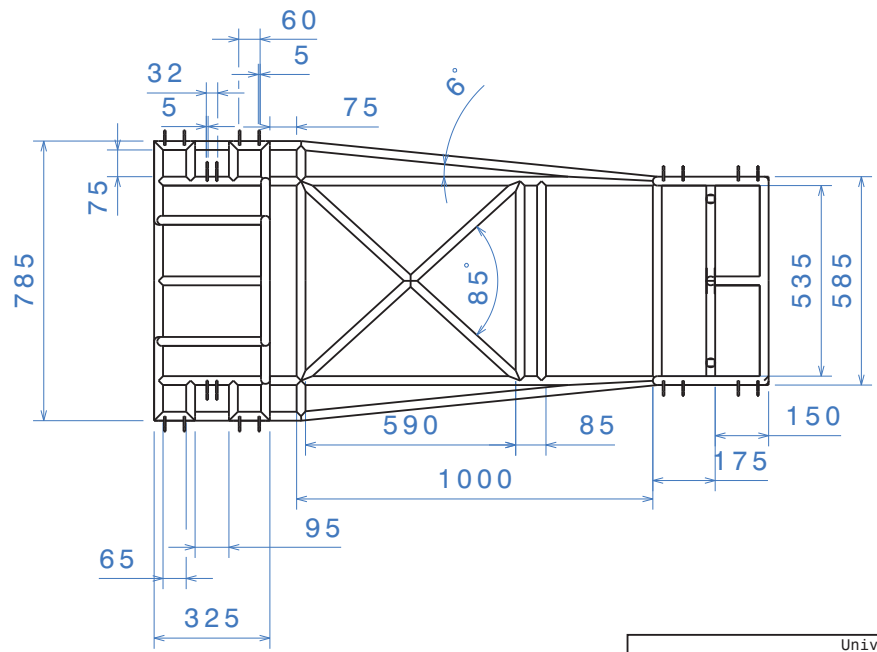
 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.	Departamento: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES
	Realizado: SANTOS GALDIANO, ALBERTO	
PROYECTO: DISEÑO VEHÍCULO KART CON SISTEMA DE SUSPENSIÓN		Firma:
Plano: CONJUNTO VEHÍCULO		FECHA: 22/06/2012
		ESCALA: 1:10
		NºPLANO: 1



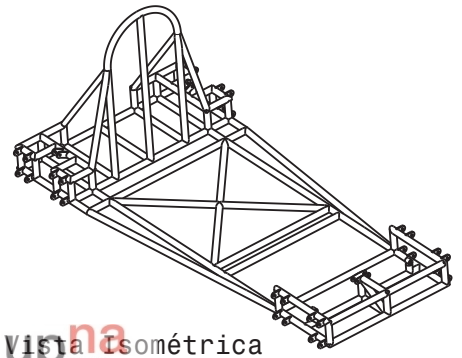
Vista de sección B-B
Escala: 1:8



Detalle C
Anclajes de trapecios
Escala: 1:4



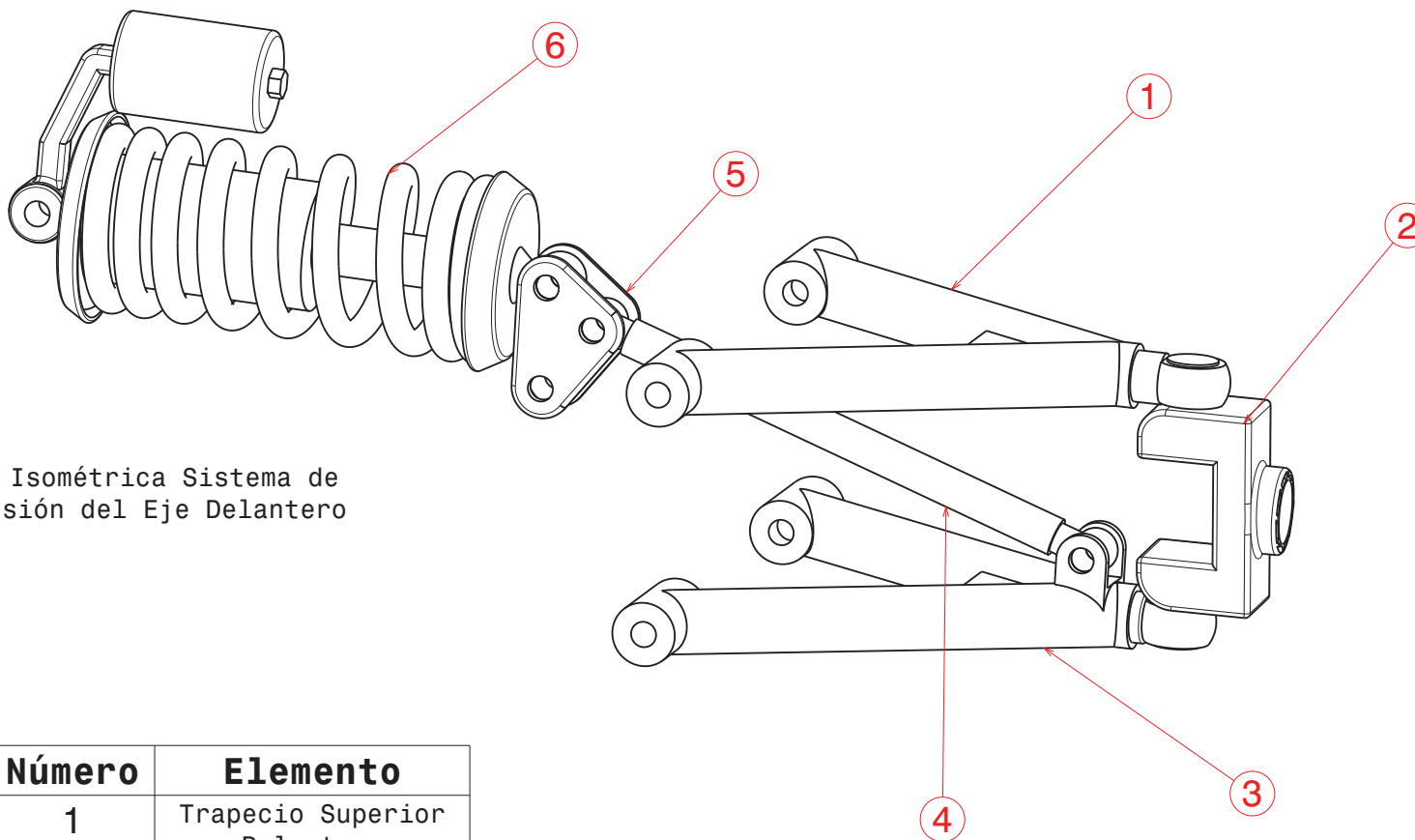
Vista de Sección A-A
Escala: 1:8



upna
Vista Isométrica
Escala: 1:20
Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

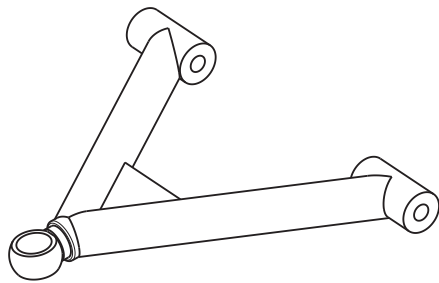
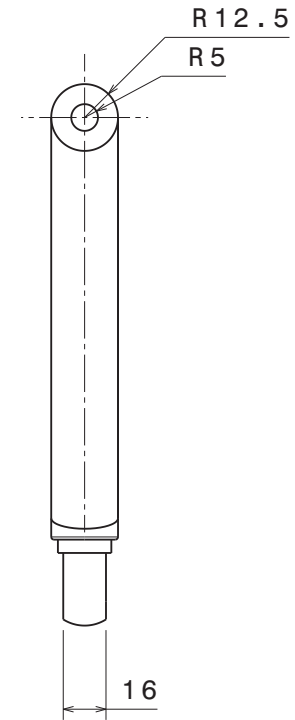
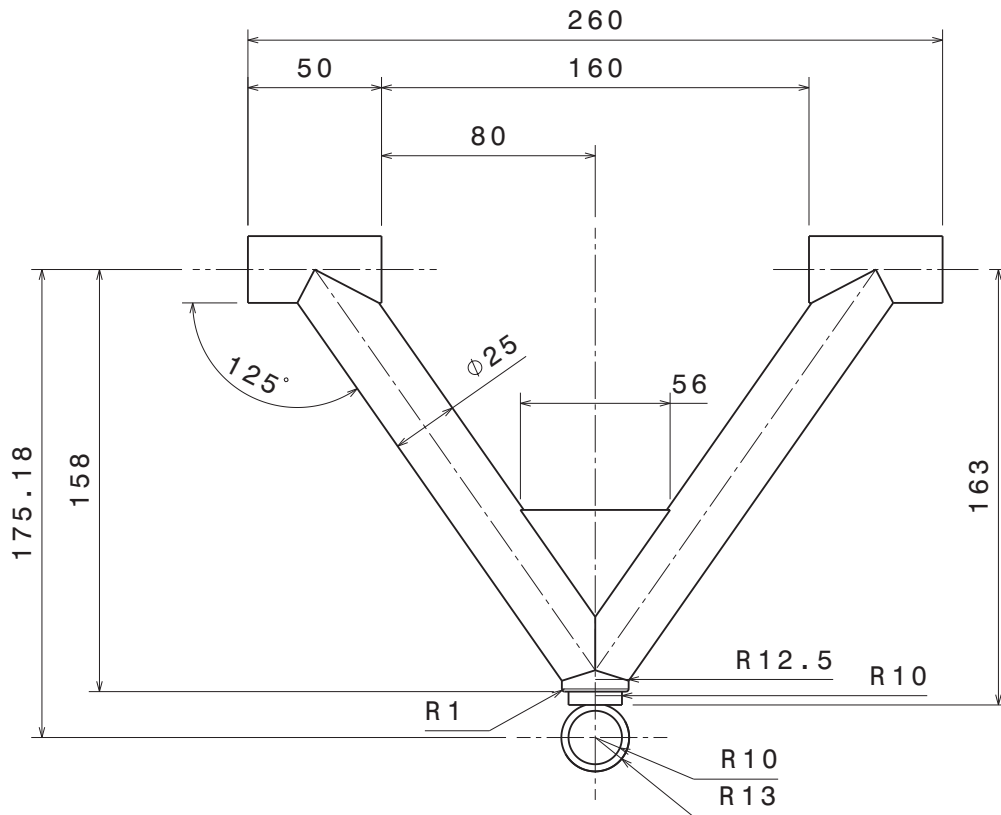
Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.	Departamento: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES
	Realizado: SANTOS GALDIANO, ALBERTO	
PROYECTO: DISEÑO VEHÍCULO KART CON SISTEMA DE SUSPENSIÓN		Firma:
Plano: CHASIS TUBULAR		FECHA: 22/06/2012
		ESCALA: 1:15
		Nº PLANO: 2

Vista Isométrica Sistema de Suspensión del Eje Delantero



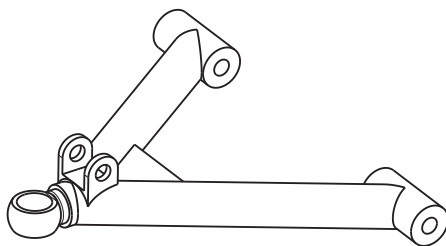
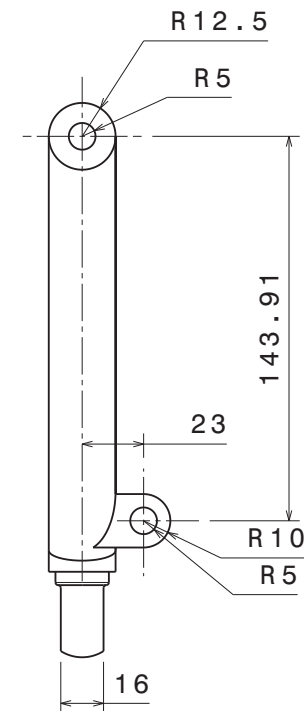
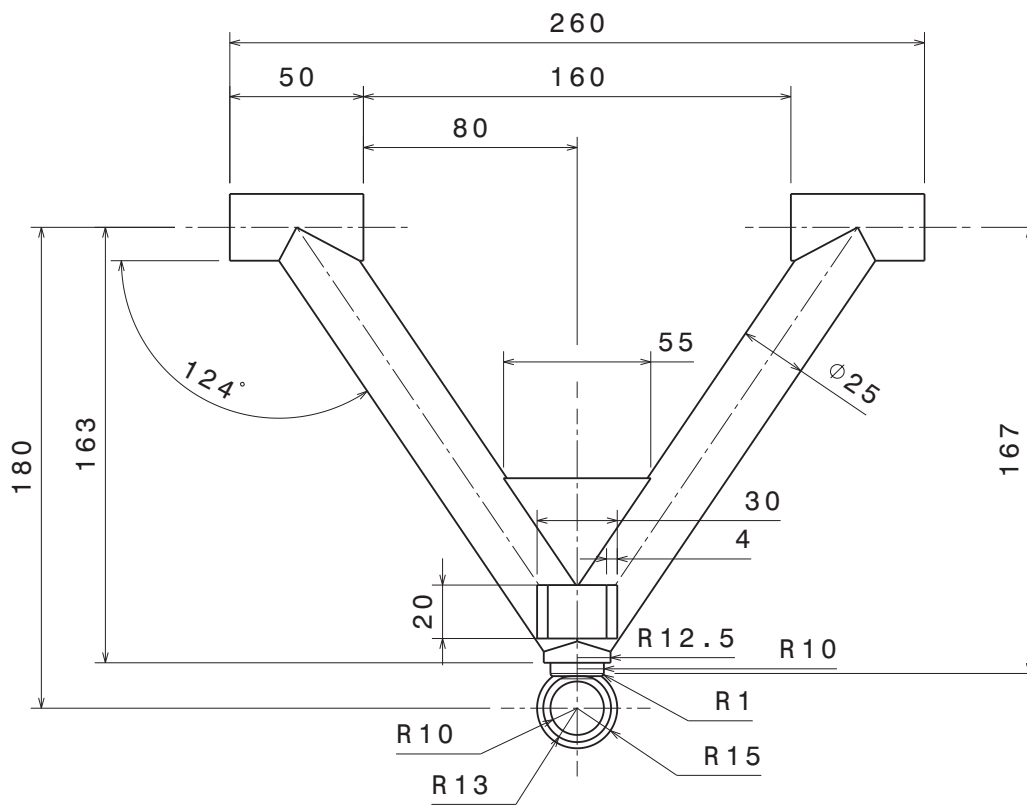
Número	Elemento
1	Trapezio Superior Delantero
2	Mangueta Delantero
3	Trapezio Inferior Trasero
4	Diagonal Reenvio
5	Push-Rod Reenvio
6	Amortiguador Delantero

upna Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.	Departamento: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES
	Realizado: SANTOS GALDIANO, ALBERTO	
PROYECTO: DISEÑO VEHÍCULO KART CON SISTEMA DE SUSPENSIÓN		Firma:
Plano: CONJUNTO EJE DELANTERO		FECHA: 22/06/2012 ESCALA: 1:2 NºPLANO: 3



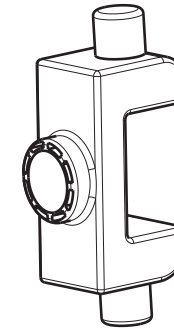
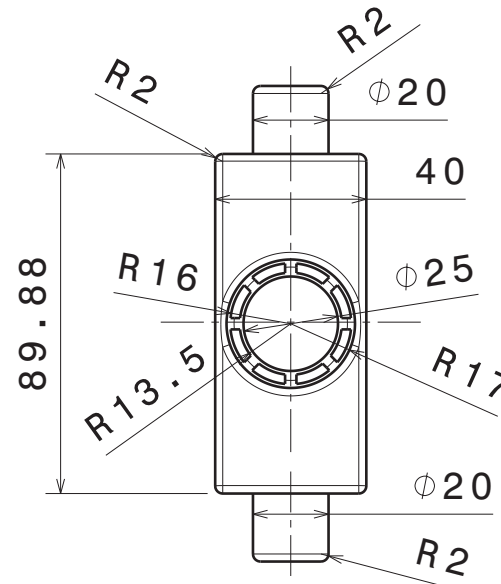
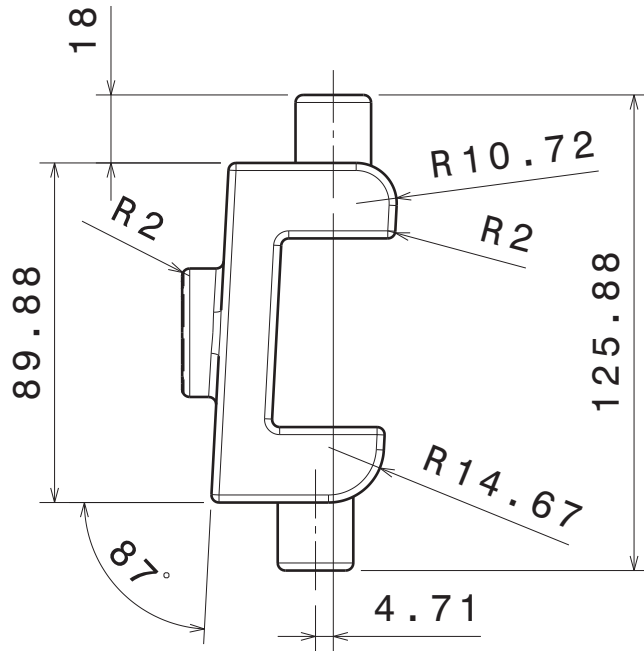
Vista Isométrica
Escala 1:3

upna Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.	Departamento: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES
	Realizado: SANTOS GALDIANO, ALBERTO	
PROYECTO: DISEÑO VEHÍCULO KART CON SISTEMA DE SUSPENSIÓN		Firma:
Plano: TRAPECIO SUPERIOR DELANTERO		FECHA: 22/06/2012 ESCALA: 1:2 Nº PLANO: 4



Vista Isométrica
Escala 1:3

	Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.	Departamento: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES
	PROYECTO: DISEÑO VEHÍCULO KART CON SISTEMA DE SUSPENSIÓN		Realizado: SANTOS GALDIANO, ALBERTO
Plano: TRAPECIO INFERIOR DELANTERO		FECHA: 22/06/2012	ESCALA: 1:2
		Nº PLANO: 5	



Vista Isométrica
Escala 1:4

upna

Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate
Publikoa

E.T.S.I.I.T.
INGENIERO TECNICO
INDUSTRIAL M.

Departamento:
DEPARTAMENTO DE
ING. MECANICA, ENERGETICA
Y DE MATERIALES

PROYECTO:

**DISEÑO VEHÍCULO KART CON
SISTEMA DE SUSPENSIÓN**

Realizado:

SANTOS GALDIANO, ALBERTO

Firma:

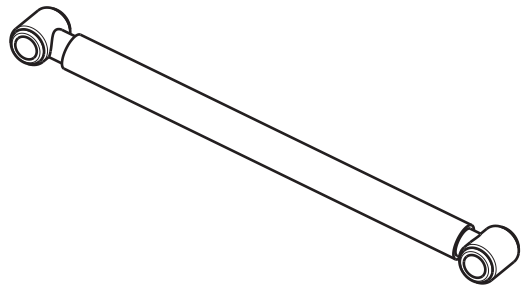
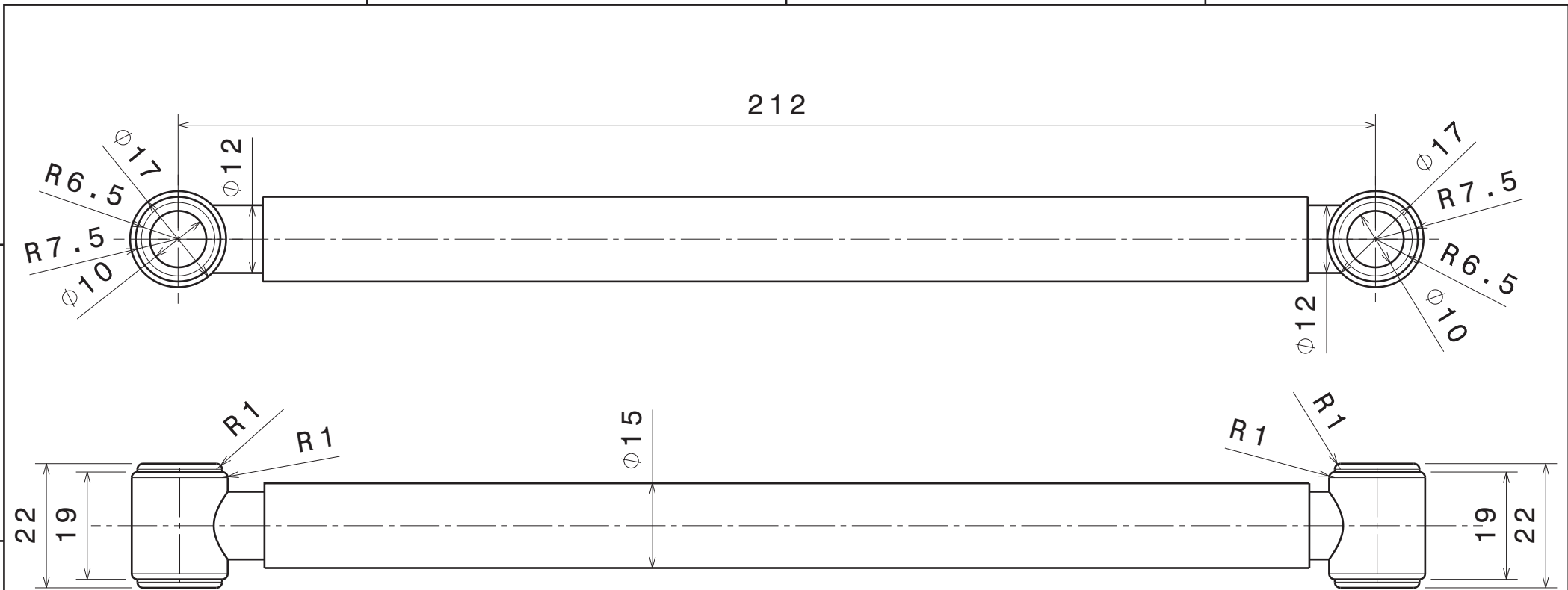
Plano:

MANGUETA

FECHA:
22/06/2012

ESCALA:
1:2

Nº PLANO:
6



Vista Isométrica

upna Escala: 1:3

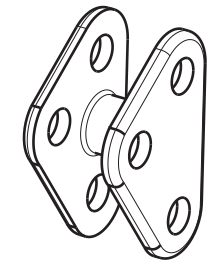
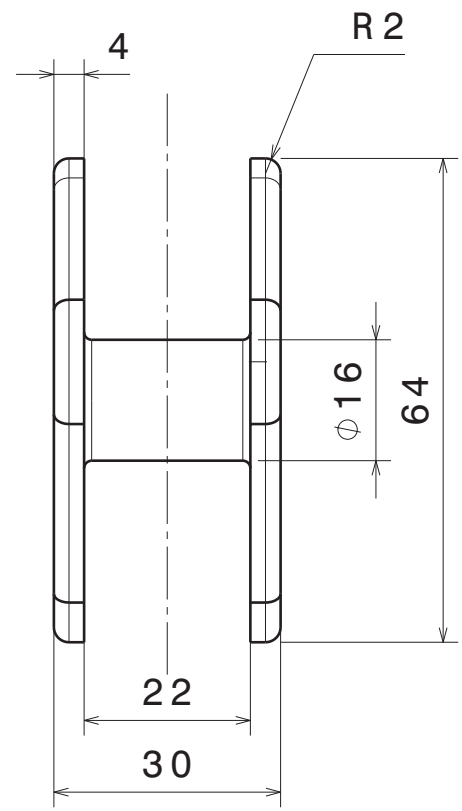
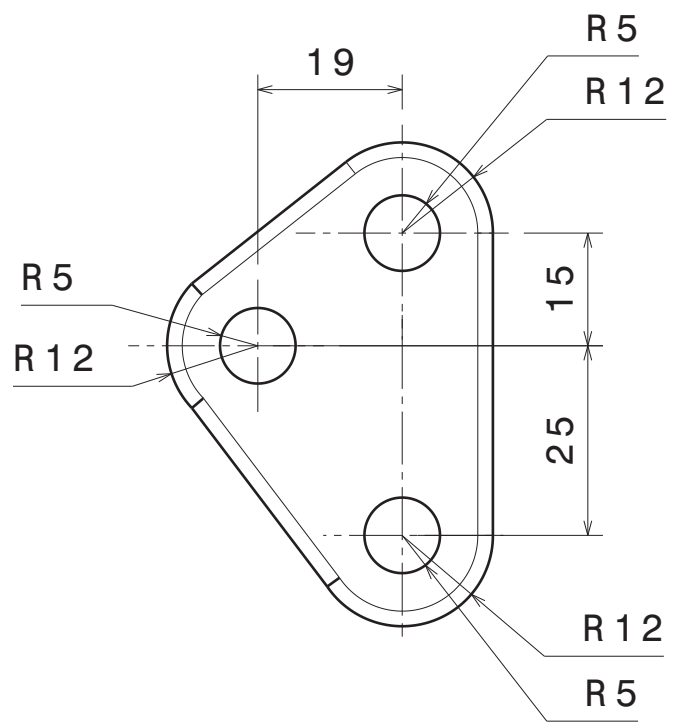
Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.		Departamento: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES		
	PROYECTO: DISEÑO VEHÍCULO KART CON SISTEMA DE SUSPENSIÓN			Realizado: SANTOS GALDIANO, ALBERTO	
Plano: DIAGONAL REENVIO			FECHA: 22/06/2012	ESCALA: 1:1	Nº PLANO: 7

Firma:

D

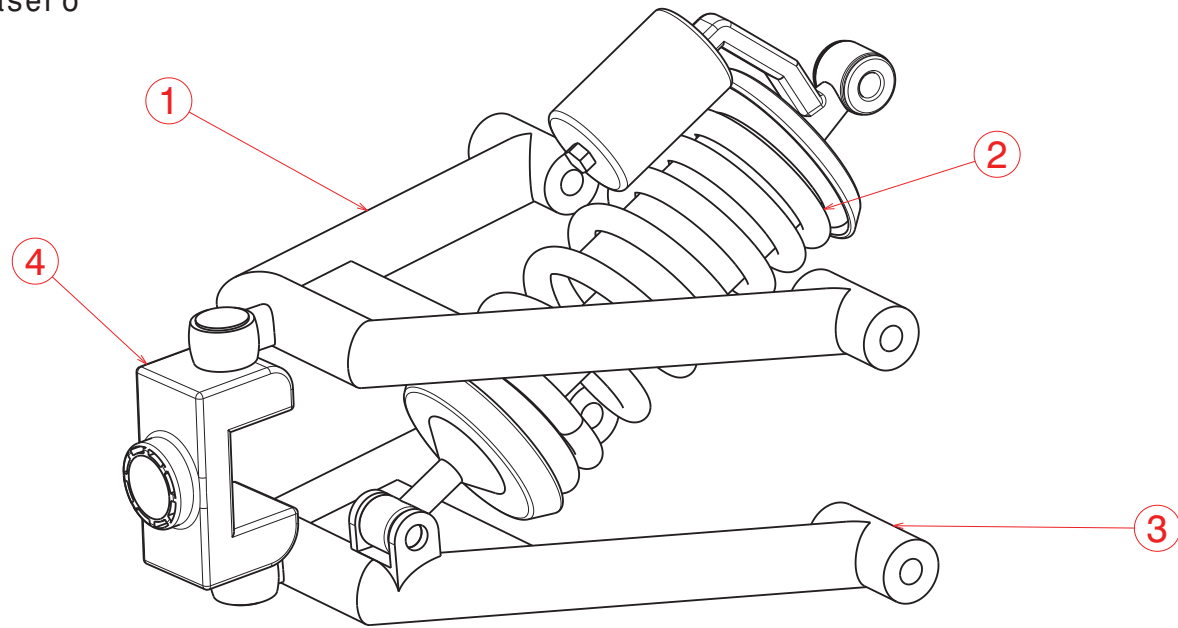
A



Vista Isométrica
Escala: 1:2

 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.		Departamento: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES		
	PROYECTO: DISEÑO VEHÍCULO KART CON SISTEMA DE SUSPENSIÓN			Realizado: SANTOS GALDIANO, ALBERTO	
Plano: PUSH-ROD REENVIO			FECHA: 22/06/2012	ESCALA: 1:1	Nº PLANO: 8

Vista Isométrica Sistema de Suspensión del Eje Trasero

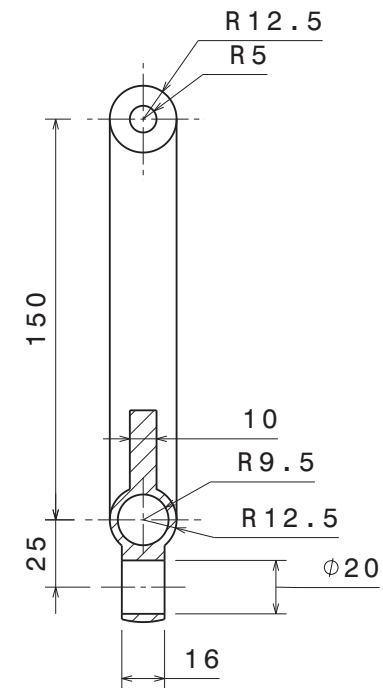
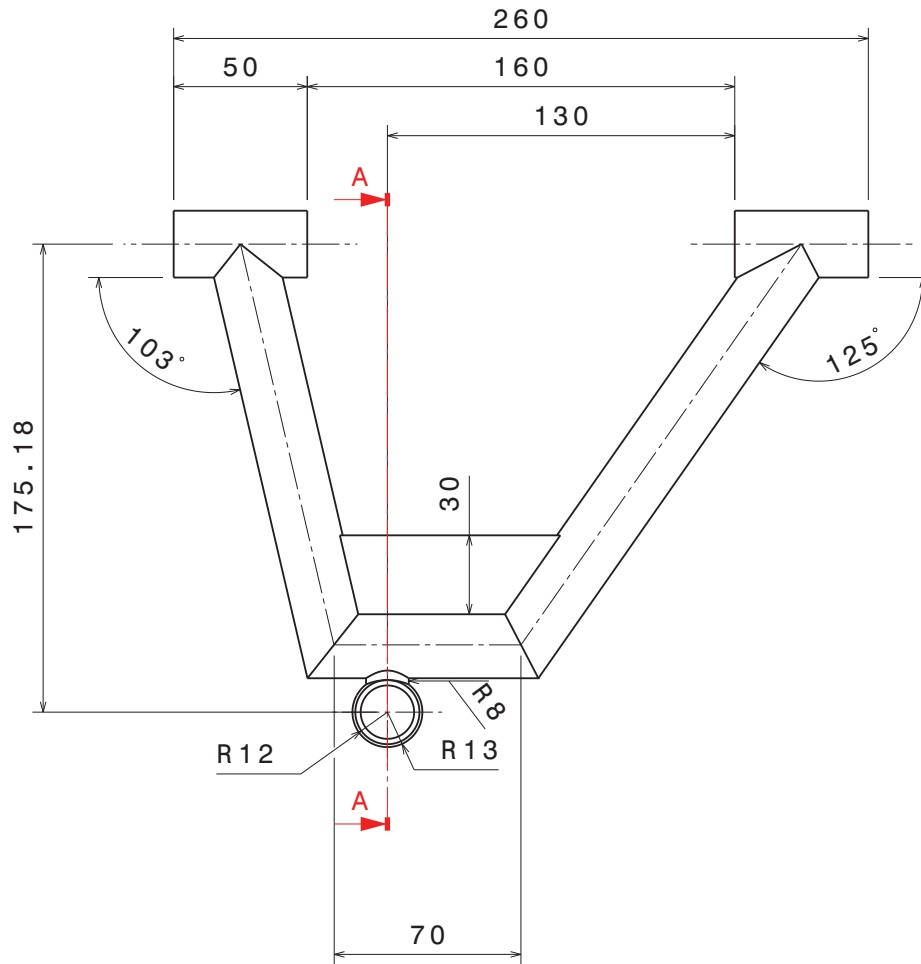


Número	Elemento
1	Trapezio Superior Trasero
2	Amortiguador Trasero
3	Trapezio Inferior Trasero
4	Mangueta Trasero

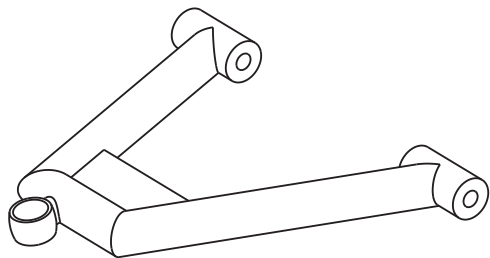


Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.	Departamento: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES
	Realizado: SANTOS GALDIANO, ALBERTO	
PROYECTO: DISEÑO VEHÍCULO KART CON SISTEMA DE SUSPENSIÓN		Firma:
Plano: CONJUNTO EJE TRASERO		FECHA: 22/06/2012 ESCALA: 1:2 Nº PLANO: 9

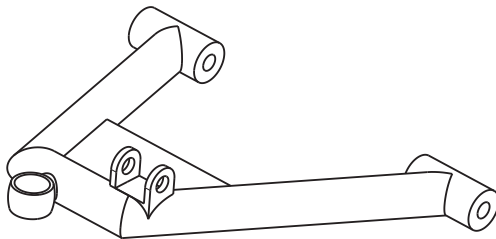
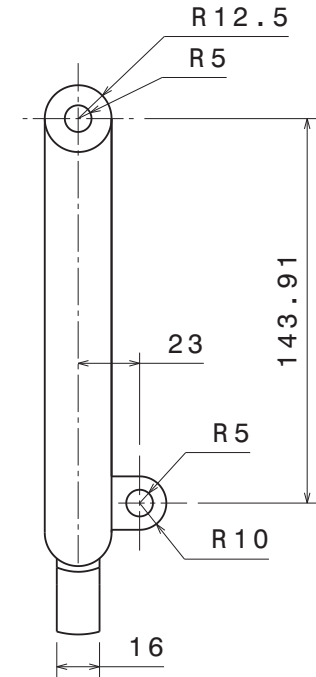
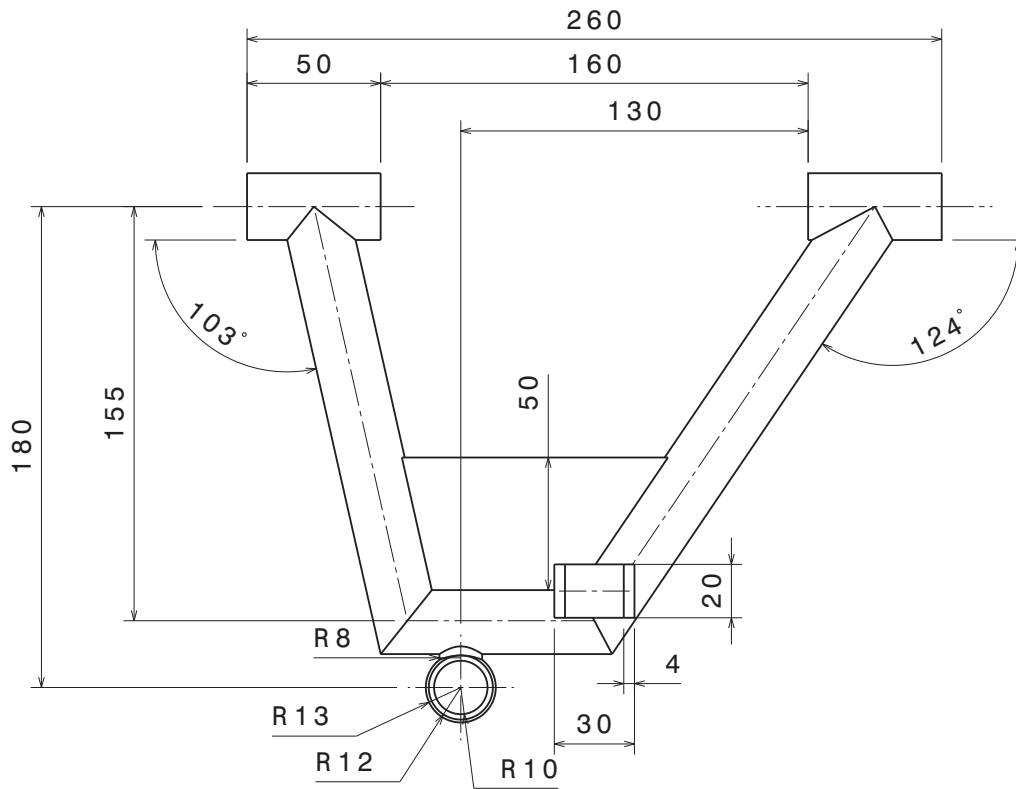


Vista Sección A-A
Escala: 1:2



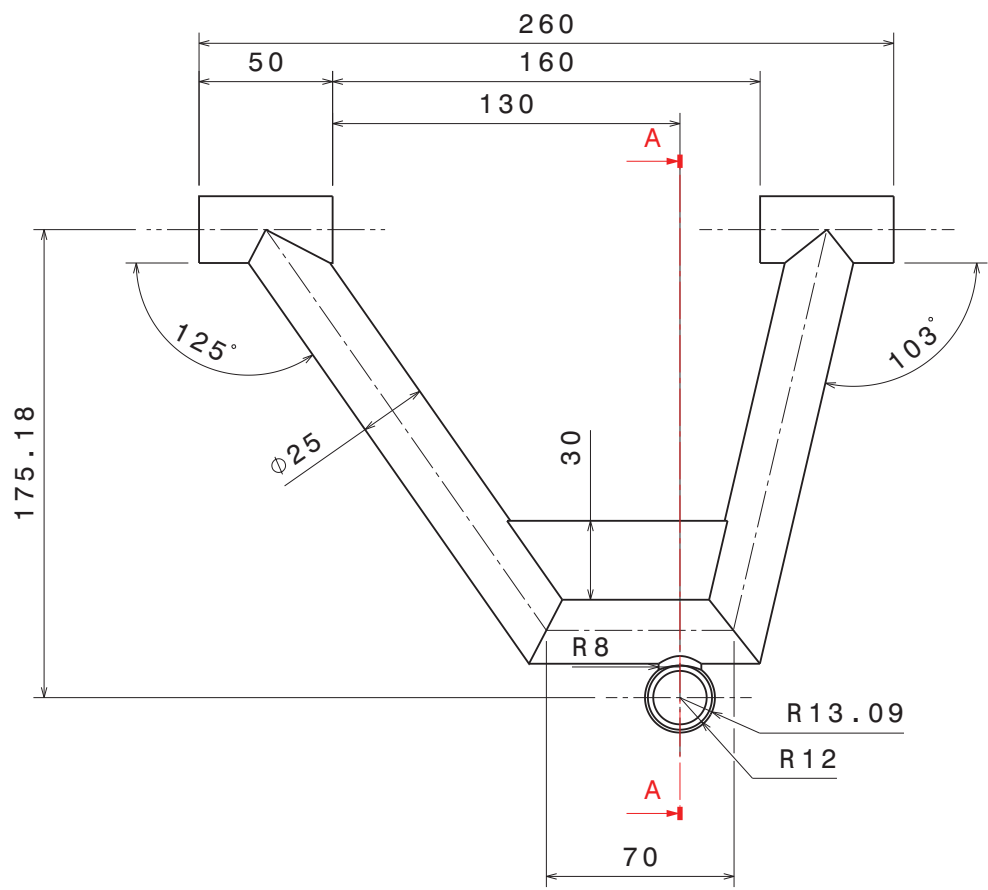
Vista Isométrica
Escala 1:3

upna Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.	Departamento: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES
	Realizado: SANTOS GALDIANO, ALBERTO	
PROYECTO: DISEÑO VEHÍCULO KART CON SISTEMA DE SUSPENSIÓN		Firma:
Plano: TRAPECIO SUPERIOR TRASERO DERECHO		FECHA: 22/06/2012 ESCALA: 1:2 Nº PLANO: 10

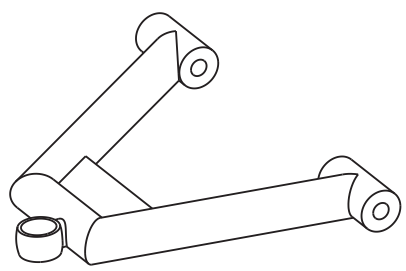
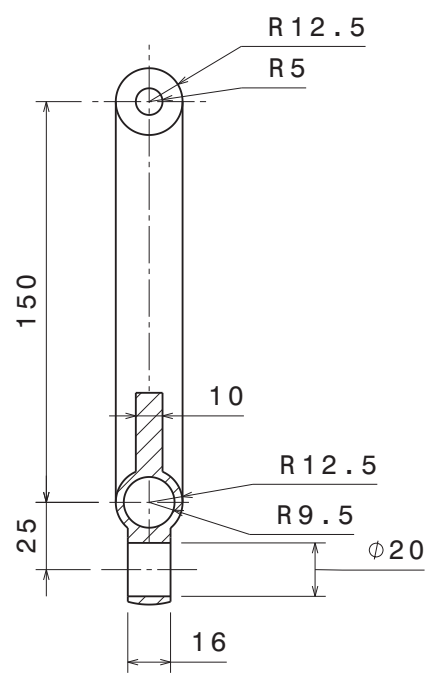


Vista Isométrica
Escala 1:3

 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.	Departamento: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES
	Realizado: SANTOS GALDIANO, ALBERTO	
PROYECTO: DISEÑO VEHÍCULO KART CON SISTEMA DE SUSPENSIÓN		Firma:
Plano: TRAPECIO INFERIOR TRASERO DERECHO		FECHA: 22/06/2012 ESCALA: 1:2 NºPLANO: 11



Vista Sección A-A
Escala: 1:2



Vista Isométrica
Escala 1:3

upna
Universidad Pública de Navarra
Nafarroako Unibertsitate Publikoa
Todos los derechos reservados
Eskubide guztiak erresalbatu dira

	Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako Unibertsitate Publikoa</i>	E.T.S.I.I.T. INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.	Departamento: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES
	PROYECTO: DISEÑO VEHÍCULO KART CON SISTEMA DE SUSPENSIÓN		Realizado: SANTOS GALDIANO, ALBERTO
Plano: TRAPECIO SUPERIOR TRASERO IZQUIERDO		FECHA: 22/06/2012	ESCALA: 1:2
		Nº PLANO: 12	

4

3

2

1

4

3

2

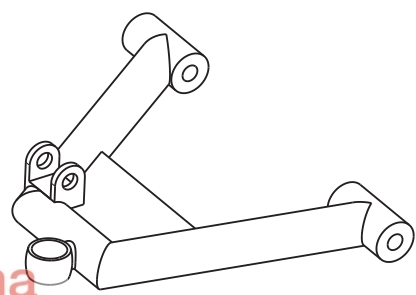
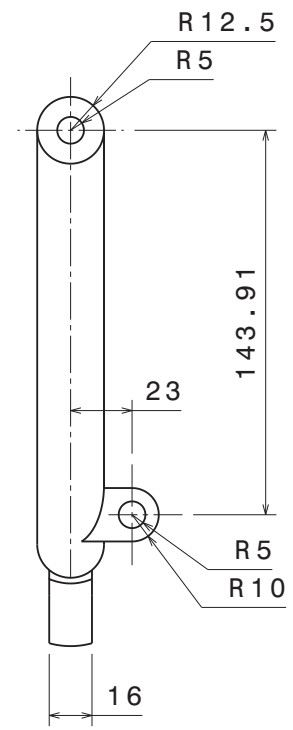
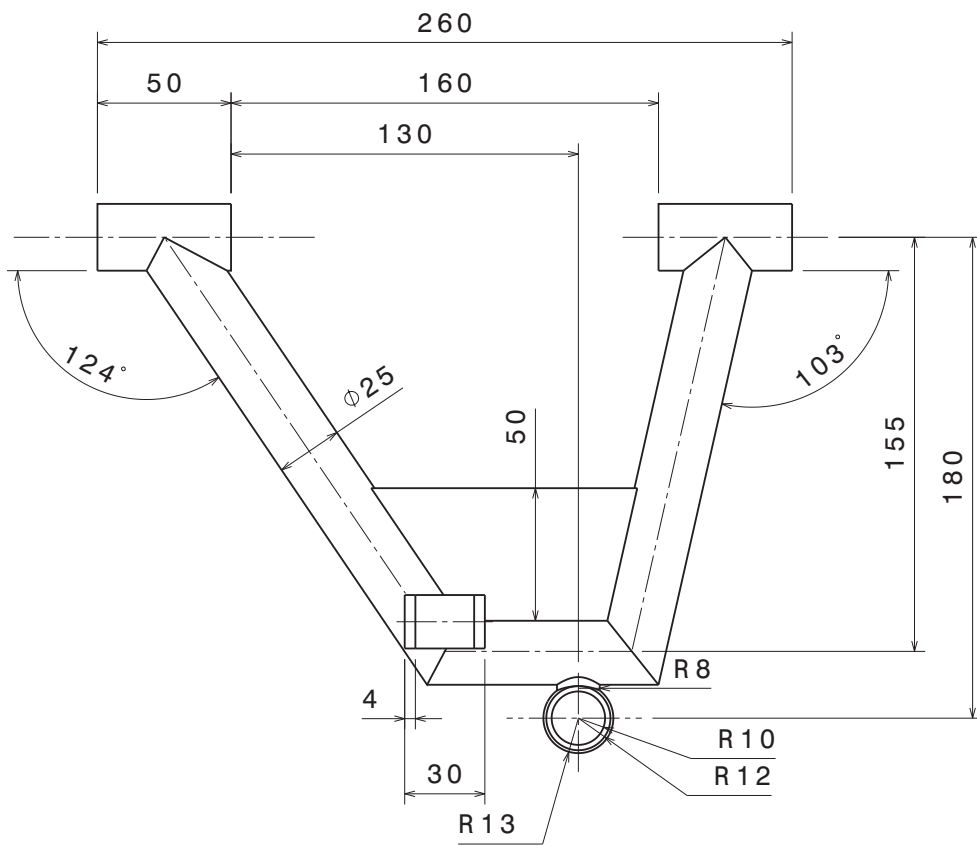
1

H

G

B

A



upna
 Universidad Pública de Navarra
 Nafarroako Unibertsitate Publikoa
 Todos los derechos reservados
 Eskubide guztiak erresalbatu dira

Vista Isométrica
 Escala 1:3

Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.	Departamento: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES
	Realizado: SANTOS GALDIANO, ALBERTO	
PROYECTO: DISEÑO VEHÍCULO KART CON SISTEMA DE SUSPENSIÓN		Firma:
Plano: TRAPECIO INFERIOR TRASERO IZQUIERDO	FECHA: 22/06/2012	ESCALA: 1:2
		NºPLANO: 13



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación :

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DISEÑO DE VEHÍCULO KARTING CON UN
SISTEMA DE SUSPENSIÓN

PLIEGO DE CONDICIONES

Alberto Santos Galdiano

José Sancho Rodríguez

Pamplona, 27 de Junio del 2012

ÍNDICE

ÍNDICE	1
1. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO	2
2. PROGRAMAS INFORMÁTICOS Y HERRAMIENTAS PARA EL DISEÑO	2
3. DEFINICIONES	6
4. NORMATIVA	9
4.1. NORMATIVA PARTICULAR	9
4.2. NORMATIVA GENERAL	10
5. MATERIALES	11
5.1. PROPIEDADES FÍSICAS DEL ACERO ESTRUCTURAL	12
5.1.1. <i>Tipos de aceros</i>	13
5.1.2. <i>Características mecánicas</i>	15
5.1.3. <i>Composición química</i>	16
5.2. TIPOS DE BARRAS PARA EL CHASIS TUBULAR	17
5.3. INCREMENTO EN EL LÍMITE ELÁSTICO CAUSADO POR LA DEFORMACIÓN EN FRÍO.....	17
5.4. CONSIDERACIONES SOBRE LA SOLDABILIDAD DEL MATERIAL.....	17
6. ASPECTO VINCULANTE Y CONTRACTUAL	18
6.1. RESPONSABILIDAD DEL SUMINISTRO Y MONTAJE.	20
7. MÉTODO DE FABRICACIÓN	20
7.1. MEDICIÓN DE LOS TUBOS.....	21
7.2. CORTE DE LOS TUBOS	21
7.3. PREPARACIÓN DE LOS BORDES DE LOS TUBOS PARA EL POSTERIOR SOLDADO.	23
7.4. CURVADO DE LOS TUBOS.....	26
7.5. MONTAJE.....	27
7.6. SOLDADURA.....	29
7.6.1. <i>Inspección de soldaduras</i>	38
7.7. EMBELLECIMIENTO Y TRATAMIENTO SUPERFICIAL.....	40

1. Descripción del proyecto

En este proyecto se ha descrito como integrar un sistema de suspensión a un chasis prototipo, así como el diseño del sistema de suspensión y del vehículo prototipo. Un vehículo destinado a la competición en una posible nueva categoría del Campeonato de España de Superkart o en un Open de España para Prototipos; ya que este prototipo tiene como innovador la instalación de un sistema de suspensión y cualquier tipo de suspensión quedan completamente prohibidos en las actuales categorías del karting.

El proyecto se refiere fundamentalmente al diseño de la suspensión y a la integración de este sistema a un chasis también diseñado. El resto de los componentes del vehículo han sido diseñados exclusivamente de manera conceptual, ya que ya existen en el mercado.

El sistema de suspensión delantera elegido finalmente es del tipo cuadrilátero o paralelogramo deformable de doble triángulo con la diagonal (push-rod) y los amortiguadores serán montados a bordo del vehículo transversalmente a la marcha del mismo. Para el caso del sistema de suspensión trasero fue elegido también un cuadrilátero o paralelogramo deformable semejante al eje delantero pero anclando los amortiguadores directamente en los trapecios inferiores. Los amortiguadores son colocados de forma diferente en el eje trasero y el eje delantero, debido a las limitaciones de construcción explicadas en la memoria.

2. Programas Informáticos y Herramientas para el Diseño

En este apartado se detallarán los programas y las herramientas de diseño utilizados para el proyectado del vehículo prototipo.

Las principales herramientas de diseño que se han utilizado, han sido tres programas informáticos; el CATIA V5, AUTOCAD y el Marc&Mentat. Cada uno de ellos serán explicados a continuación de forma más detallada, pero de forma breve, el primero se ha utilizado porque permite implementar los módulos de CAD/CAE al futuro diseño; el segundo fue utilizado para los análisis y comprobaciones gráficas o diseños 2D y el tercer programa fue para la utilización del FEM, para el cálculo de elementos finitos.

A continuación se hará una explicación más detallada de cada uno de estos programas utilizados en el proyecto.

- Marc&Mentat

Marc&Mentat es un potente y de uso general, el elemento no lineal finita solución de análisis para simular con precisión la respuesta de sus productos bajo condiciones estáticas, dinámicas y multi-física escenarios de carga. La versatilidad de Marc&Mentat en la modelización de comportamientos no lineales de materiales y transitorios condiciones ambientales lo hace ideal para resolver sus problemas de diseño complejos. Con sus innovadoras tecnologías y metodologías de modelado, Marc&Mentat le permite simular el comportamiento del complejo mundo real de los sistemas mecánicos por lo que es el más adecuado para hacer frente a la fabricación y los problemas de diseño en un único entorno.

Con los esquemas de solución que sean más inteligentes y están diseñados para proporcionar el rendimiento que usted necesita al tomar el máximo provecho de su hardware combinada con un fácil utilizar la solución de modelado, que

realmente se puede descubrir y explorar linealidades inherentes a la naturaleza. Ya sea que sus problemas impliquen grandes deformaciones y tensiones, los materiales no lineales, de contacto o interacción compleja entre la física múltiples, que han llegado al final de su búsqueda y con Marc&Mentat, ahora puede centrarse en su mejora de sus diseños.



Este programa fue elegido por la facilidad de uso y por la interfaz de usuario integrada; está diseñado para permitir que incluso los usuarios principiantes puedan configurar y resolver los complejos problemas no lineales en un tiempo corto. Los usuarios pueden pasar de un archivo CAD a un modelo completo FEA y post-procesamiento de los resultados en un único entorno integrado.

Si usted está diseñando con el vidrio, el caucho, acero u hormigón, Marc&Mentat ofrece una amplia biblioteca de modelos de materiales metálicos y no metálicos, junto con una biblioteca de cerca de 200 elementos para multi-física estructurales, térmicas y análisis de fluidos.

Cuando la tensión grande distorsiona los elementos, o modificar las condiciones de contacto hacer una malla de elementos finitos inadecuado para captar el verdadero contacto con otros componentes u organismos, Marc remeshes automáticamente en intervalos de tiempo de la solución para asegurarse de que la solución converge en una solución precisa. Algunos de los problemas no lineales más difíciles se han resuelto con éxito con Marc y mallado adaptativo, incluyendo los sellos de aceite, embalador de alambre prensado y juntas elastoméricas. Este enfoque automático le ahorra un tiempo considerable dedicado a las manipulaciones de malla para lograr una solución.

Una de las tareas más difíciles del proceso de diseño y desarrollo es la predicción del fracaso. Sin el conocimiento de cómo una estructura puede fallar, es más difícil para mejorar su desempeño de seguridad. Las pruebas físicas para todos los escenarios posibles causas del fallo puede tener un costo prohibitivo. Marc proporciona una lista completa de modelos de falla apropiado para varias clases de materiales, incluyendo dúctil, compuestos frágiles, elastómeros, y el hormigón. Capacidad de propagación de fisuras permite a los ingenieros a comprender mejor los mecanismos de falla y los métodos adecuados de los dispositivos para evitar fallas catastróficas.

La interfaz de usuario integrada de Marc se ha diseñado para el análisis no lineal, y por lo tanto proporciona las herramientas y utilidades que mejoran la experiencia del usuario. Desde la importación de CAD para post-procesamiento, los menús y las formas se crean para proporcionar facilidad de uso a los usuarios. Herramientas especiales para el mallado, como resultado de mapas, y la extracción de resultados y la interpolación también ayudan a mejorar la productividad del usuario.

- Catia V5

Catia V5, cuyas siglas en inglés significan Computer Aided Three dimensional Interactive Application, es un programa de CAD/CAM/CAE realizado y comercializado por la empresa francesa Dassault Systemes.

Este programa está desarrollado para proporcionar apoyo desde la creación del diseño (CAD), fabricación (CAM) y el análisis (CAE) de piezas y maquinaria que requieren de una implementación en 3D, planos, ensayos, etc.



Este programa fue creado inicialmente para servir en la industria aeronáutica dada la gran capacidad a la hora de crear superficies complejas. Actualmente, está siendo muy utilizado en la industria del automóvil en el diseño y desarrollo de componentes de la carrocería ya que ofrece un amplio abanico de posibilidades para implementar todo tipo de diseños 3D, movimientos, texturas, solicitaciones, etc.

Además Catia provee de una arquitectura abierta para el desarrollo de aplicaciones o para personalizar el programa.

Catia V5 ha sido el programa que se utilizó para crear los componentes del proyecto ya que tiene toda la capacidad para englobar todo el proceso de elaboración del vehículo prototipo, desde la creación de los componentes hasta el ensamblaje de los mismos.

En Catia cada tipo de archivo o área de trabajo va asociado a un tipo distinto de extensión. Para este proyecto se han utilizado tres tipos de archivos fundamentalmente:

- a) El diseño de cada componente del chasis se realizara en el área de "Mechanical design" gracias a la pestaña "Part design" (.CATPart)
- b) Ensamblaje de todos los componentes que forman la estructura tubular en el mismo área anterior pero en la pestaña " Assembly design " (.CATProduct)
- c) Realización del mallado (.CATAnalysis), se realiza gracias a la pestaña de "finite element modeling " dentro de la sección de simulation . Aquí se va a exportar el mallado en un archivo con extensión (.DAT) en el cual habrá que realizar una modificación, debido sino a la incompatibilidad con el programa MARCMENAT, abriendo el archivo en un bloc de notas y reemplazando las comas por puntos.

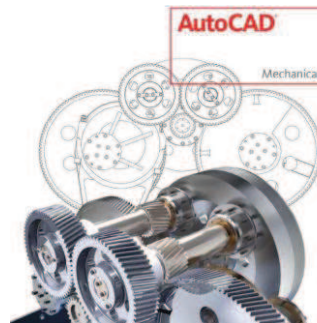
El montaje completo del vehículo todoterreno es un archivo del tipo CATProduct ya que contiene todas las piezas de las que constaría el vehículo prototipo, incluida la estructura tubular analizada anteriormente, todos los componentes mecánicos. Estos dos archivos se han creado de manera paralela para

poder ir creando de manera simultánea la estructura con sus componentes mecánicos y ver de manera aproximada el resultado final del vehículo.

- Autodesk AutoCAD

Es un programa de diseño asistido por computadora para dibujo en dos y tres dimensiones. Actualmente es desarrollado y comercializado por la empresa Autodesk. El término AutoCAD surge como creación de la compañía Autodesk, teniendo su primera aparición en 1982. AutoCAD es un software reconocido a nivel internacional por sus amplias capacidades de edición, que hacen posible el dibujo digital de planos de edificios o la recreación de imágenes en 3D.

AutoCAD es uno de los programas más usados, elegido por arquitectos, Ingenieros y diseñadores industriales. Desglosando su nombre, se encuentra que Auto hace referencia a la empresa creadora del software, Autodesk y CAD a Diseño Asistido por Computadora (por sus siglas en inglés).



El programa se destaca por tener grandes características que en cada versión nueva ya son comunes. Al igual que otros programas de diseño asistido por computadora, AutoCAD gestiona una base de datos de entidades geométricas (puntos, líneas, arcos, etc.) con la que se puede operar a través de una pantalla gráfica en la que se muestran éstas, el llamado editor de dibujo. La interacción del usuario se realiza a través de comandos, de edición o dibujo, desde la línea de órdenes, a la que el programa está fundamentalmente orientado. Las versiones modernas del programa permiten la introducción de éstas mediante una interfaz gráfica de usuario o en Inglés GUI (graphic User Interface), que automatiza el proceso.

Como todos los programas y de CAD, procesa imágenes de tipo vectorial, aunque admite incorporar archivos de tipo fotográfico o mapa de bits, donde se dibujan figuras básicas o primitivas (líneas, arcos, rectángulos, textos, etc.), y mediante herramientas de edición se crean gráficos más complejos. El programa permite organizar los objetos por medio de *capas* o estratos, ordenando el dibujo en partes independientes con diferente color y grafismo. El dibujo de objetos seriados se gestiona mediante el uso de *bloques*, posibilitando la definición y modificación única de múltiples objetos repetidos.

Parte del programa AutoCAD está orientado a la producción de planos, empleando para ello los recursos tradicionales de grafismo en el dibujo, como color, grosor de líneas y texturas tramadas. AutoCAD. La extensión del archivo de AutoCAD es .dwg, aunque permite exportar en otros formatos (el más conocido es

el .dxf). Maneja también los formatos IGES y STEP para manejar compatibilidad con otros softwares de dibujo.

El formato.dxf permite compartir dibujos con otras plataformas de dibujo CAD, reservándose AutoCAD el formato.dwg para sí mismo. El formato.dxf puede editarse con un procesador de texto básico, por lo que se puede decir que es abierto. En cambio, el.dwg sólo podía ser editado con AutoCAD, si bien desde hace poco tiempo se ha liberado este formato (DWG), con lo que muchos programas CAD distintos del AutoCAD lo incorporan, y permiten abrir y guardar en esta extensión, con lo cual lo del DXF ha quedado relegado a necesidades específicas.

El formato.dwg ha sufrido cambios al evolucionar en el tiempo, lo que impide que formatos más nuevos.dwg puedan ser abiertos por versiones antiguas de AutoCAD u otros CADs que admitan ese formato (cualquiera). La última versión de AutoCAD hasta la fecha es el AutoCAD 2012, y tanto él como sus productos derivados (como AutoCAD Architecture o Autodesk Inventor) usan un nuevo formato no contemplado o trasladado al OpenDWG, y que sólo puede usar el formato hasta la versión 2000.

3. Definiciones

En este apartado se definen los módulos los cuales se disponen, gracias a los programas informáticos elegidos para diseñar el proyecto.

- FEM; Método de elementos finitos:

Es el método de análisis para ordenadores más utilizado para determinar tensiones, deformaciones, transmisiones de calor, distribución de campos magnéticos, flujo de fluidos y cualquier otra solución de campos continuos. El método de análisis para elementos finitos define el diseño como un conjunto de elementos interconectados que son resueltos individualmente por el ordenador e interpretados posteriormente.

El modelo generado de elementos infinitesimal se obtiene eliminando detalles prescindibles del diseño inicial o bien restringiendo el nombre de dimensiones necesarias para el cálculo.

¿Cómo trabaja el FEM en la práctica?

Es un método numérico de resolución de ecuaciones diferenciales. La solución obtenida por FEM es sólo aproximada, coincidiendo con la solución exacta sólo en un número finito de puntos llamados nodos. En el resto de puntos que no son nodos, la solución aproximada se obtiene interpolando a partir de los resultados obtenidos para los nodos, lo cual hace que la solución sea sólo aproximada debido a ese último paso.

El FEM convierte un problema definido en términos de ecuaciones diferenciales en un problema en forma matricial que proporciona el resultado correcto para un número de finito de puntos e interpola posteriormente la solución al resto del dominio, resultando finalmente sólo una solución aproximada. El conjunto de puntos donde la solución es exacta se denomina conjunto nodos. Dicho conjunto de nodos forma una red, denominada malla formada por retículos. Cada uno de los retículos contenidos en dicha malla es un "elemento finito". El conjunto de nodos se obtiene dividiendo o discretizando la estructura en elementos de forma variada (pueden ser superficies, volúmenes y barras).

Desde el punto de vista de la programación algorítmica modular las tareas necesarias para llevar a cabo un cálculo mediante un programa MEF se dividen en:

1. Preproceso,

Que consiste en la definición de geometría, generación de la malla, las condiciones de contorno y asignación de propiedades a los materiales y otras propiedades. En ocasiones existen operaciones cosméticas de regularización de la malla y pre condicionamiento para garantizar una mejor aproximación o una mejor convergencia del cálculo.

2. Cálculo,

El resultado del pre proceso, en un problema simple no-dependiente del tiempo, permite generar un conjunto de N ecuaciones y N incógnitas, que puede ser resuelto con cualquier algoritmo para la resolución de sistemas de ecuaciones lineales. Cuando el problema a tratar es un problema no-lineal o un problema dependiente del tiempo a veces el cálculo consiste en una sucesión finita de sistemas de N ecuaciones y N incógnitas que deben resolverse uno a continuación de otro, y cuya entrada depende del resultado del paso anterior.

3. Postproceso,

El cálculo proporciona valores de cierto conjunto de funciones en los nodos de la malla que define la discretización, en el pos proceso se calculan magnitudes derivadas de los valores obtenidos para los nodos, y en ocasiones se aplican operaciones de suavizado, interpolación e incluso determinación de errores de aproximación.

- CAD; Diseño asistido por ordenador:

CAD significa Diseño Asistido por Computador (del inglés Computer Aided Design). Tal el nombre lo indica, CAD es todo sistema informático destinado a asistir al diseñador en su tarea específica. El CAD atiende prioritariamente aquellas tareas exclusivas del diseño, tales como el dibujo técnico y la documentación del mismo, pero normalmente permite realizar otras tareas complementarias relacionadas principalmente con la presentación y el análisis del diseño realizado. Si bien un sistema CAD puede adoptar infinidad de aspectos y puede funcionar de muchas formas distintas, hay algunas particularidades que todos comparten y que han sido adoptadas como normas.

Las herramientas de uso se pueden dividir básicamente en programas de dos dimensiones (2D) y modeladores en tres dimensiones (3D).

Las herramientas de dibujo en 2D se basan en entidades geométricas vectoriales como puntos, líneas, arcos y polígonos, con las que se puede operar a través de una interfaz gráfica. Los modeladores en 3D añaden superficies y sólidos, cuyo objetivo final es la definición de la geometría y/o trigonometría alámbrica del producto a diseñar.

Las posibilidades del sistema CAD son enormes, pudiendo realizar una amplia gama de tareas como visualizar en pantalla un modelo en tres dimensiones y en perspectiva, rotar o trasladar una pieza, obtener cualquier tipo de secciones dibujando plantas y alzados automáticamente, calcular volúmenes, centros de gravedad, inercia, etc., de cada pieza, casi instantáneamente. Cada una de estas operaciones suponía una gran cantidad de tiempo, mientras que con el sistema CAD

se realizan con tan sólo alterar un parámetro o elegir una determinada opción en el menú. Actualmente la aplicación de la tecnología CAD es indispensable para el éxito ya que permite mejorar la calidad, disminuir costes y simplificar los diseños y la producción.

- CAE; Ingeniería asistida por ordenador:

Este conjunto de aplicaciones informáticas permite analizar cómo se comporta la pieza diseñada por el sistema CAD ante cambios de temperatura, esfuerzos de comprensión, tracción, vibraciones, etc. Esto permitirá seleccionar el material más adecuado para la pieza, así como efectuar las modificaciones necesarias para mejorar el rendimiento de la misma. La posibilidad de realizar estas simulaciones antes de la existencia real de la pieza permite una reducción notable del tiempo necesario para la construcción de prototipos, sobre los que posteriormente se realizaban las pruebas para la selección de los materiales más adecuados.

Antes del desarrollo del CAE un cambio de material suponía la construcción de un nuevo prototipo, en lo cual se empleaban varios días; con el CAE sólo supone alterar una serie de parámetros, operación que dura escasos segundos.

Aunque esta técnica no elimina por completo la necesidad de construir prototipos, sí reduce drásticamente el número de pruebas a realizar con dichos prototipos y constituye una ayuda para poder identificar en una fase temprana la fiabilidad, el rendimiento, determinados problemas de coste, etc.

La Ingeniería Asistida por Ordenador también es conocida como Elaboración Virtual de Prototipos o Virtual Prototyping, debido a que permite simular el comportamiento de la pieza de forma virtual.

- CAM; Fabricación asistida por ordenador:

Una vez que se ha concluido el diseño de la pieza y se han realizado las simulaciones sobre su comportamiento ante situaciones extremas, se procede a su fabricación. Es en este punto donde entra en acción el CAM, creando a partir del diseño CAD, los dispositivos de control numérico, que controlarán el trabajo de las diferentes máquinas, de forma que el resultado coincida exactamente con el diseño realizado en el menor tiempo posible.

El sistema CAM también se encarga de simular el recorrido físico de cada herramienta, con el fin de prevenir posibles interferencias entre herramientas y materiales.

Todo este conjunto de posibilidades, que proporciona la tecnología CAM, acortan de forma considerable el tiempo de mercado, evitando tener que efectuar correcciones a posteriori en las características básicas del diseño.

Todas estas herramientas nombradas anteriormente entran a formar parte del PLM (administración del ciclo de vida de un producto). PLM es una serie de capacidades que permiten a una empresa administrar e innovar efectivamente sus productos y los servicios relacionados con ellos, a lo largo de su vida económica. Es uno de los cuatro pilares de la infraestructura de tecnologías de la información en una corporación.

En la industria, Product Lifecycle Management (PLM) es el proceso de gestión del ciclo de vida completo de un producto desde su concepción, a través del diseño y la fabricación, el servicio y disposición. PLM se integra de las personas, datos, procesos y sistemas de negocio y proporciona una columna vertebral de la información del producto para las empresas y su empresa extendida.

El núcleo de PLM es de las creaciones y de gestión central de todos los datos de los productos y la tecnología utilizada para acceder a esta información y el conocimiento. PLM como una disciplina surgió de herramientas como CAD , CAM y PDM , pero puede ser visto como la integración de estas herramientas con los métodos, las personas y los procesos en todas las etapas de la vida de un producto. No se trata sólo de la tecnología de software pero también es una estrategia de negocio.



Para simplificar las etapas descritas se muestran en un flujo de trabajo de ingeniería secuencial tradicional. El orden exacto de evento y las tareas variará en función del producto y la industria en cuestión.

4. Normativa

4.1. Normativa Particular

En todo el proceso de creación del prototipo se han seguido una serie de reglamentos técnicos para el diseño del vehículo y requisitos para la homologación de las estructuras que constituyen el vehículo. Quedó claro desde un primer momento que el prototipo intentará seguir las normas del reglamento de la categoría superkart; únicamente exceptuando el aspecto del sistema de suspensión y las adaptaciones del chasis para este sistema, estos aspectos son la novedad en esta futura categoría.

Estos documentos definen el marco en el cual debe estar contenido cualquier vehículo perteneciente a la categoría Superkart para que así pueda ser considerado y pueda ser homologado, garantizándose así la seguridad y competitividad del mismo.

Los documentos que se han tenido en cuenta como normativa particular son los siguientes.

- Reglamento Técnico Nacional aplicable a todos los campeonatos copas, trofeos y challenges de España de karting.

- Reglamento General de la Copa de España de Superkart.
- Normativa para la expedición de licencias 2012.
- Reglamento Técnico Específico Superkart.
- Reglamento Técnico CIK-FIA World Karting Championship.
- Normativa Asociación Técnica Deportiva del Motor (ATDM).
- Listas Técnicas R.F.E.D.A. y F.I.A. (1-41).

4.2. Normativa General

A continuación se muestran una serie de normas que habrá que cumplirse en el proyecto e instalación:

- UNE 93021-1:2006. Karts. Requisitos de seguridad y métodos de ensayo.
- UNE-EN ISO 8044:2000. Corrosión de metales y aleaciones. Términos principales y definiciones. (ISO 8044:1999).
- UNE-EN 473:1993. Cualificación y certificación del personal que realiza ensayos no destructivos.
- UNE-EN ISO 17637:2011. Ensayo no destructivo de uniones soldadas. Examen visual de uniones soldadas por fusión. (ISO 17637:2003)
- UNE-EN ISO 17640:2011. Ensayo no destructivo de uniones soldadas. Ensayo por ultrasonidos. Técnicas, niveles de ensayo y evaluación. (ISO 17640:2010).
- UNE-EN ISO 6947:2011. Soldaduras. Posiciones de trabajo. Definición de los ángulos de pendiente y de rotación. (ISO 6947:2011)
- UNE 14401:1979. Valores límites de gargantas de soldaduras de ángulo en uniones de perfiles y chapas.
- UNE-EN 10025-3:2006. Productos laminados en caliente de aceros para estructuras. Parte 3: Condiciones técnicas de suministro de los aceros estructurales soldables de grano fino en la condición de normalizado/laminado de normalización.
- UNE-EN 287:1992. Cualificación de soldadores. Soldeo por fusión (parte 1: aceros).
- UNE-EN-ISO 13920:1997. Tolerancias generales en construcciones soldadas. Dimensiones de longitud y ángulos.

- UNE-EN-ISO 9002:1994. Sistemas de calidad. Modelo para el aseguramiento de la calidad en la producción, la instalación y el servicio postventa.
- UNE-EN-ISO 10025-1:2006. Productos de aceros para estructuras. Parte 1: Condiciones técnicas generales de suministro.
- UNE-EN-ISO 10025-2:2006. Productos de aceros para estructuras. Parte 2: Condiciones técnicas de suministro de los aceros estructurales no aleados.

5. Materiales

Hay que tener en cuenta en gran mercado de materiales estructurales que hay, la gran variedad de características que tendrán los materiales; por tanto primeramente se hizo la pregunta previa de ¿por qué elijó el acero?; porque también podía hacerse de titanio o aluminio. La verdad es que se puede hacer casi de cualquier material pero hay que tener en cuenta también el coste, el comportamiento mecánico y las posibilidades de moldeabilidad que tiene. El acero tiene las siguientes ventajas:

- Su precio es relativamente barato.
- Es un material dúctil.
- Su soldabilidad es buena.
- Su módulo de elasticidad es superior al de muchos otros materiales, como por ejemplo el titanio y el aluminio, con lo que el tamaño de la sección de tubo necesario para tener una misma rigidez es menor.

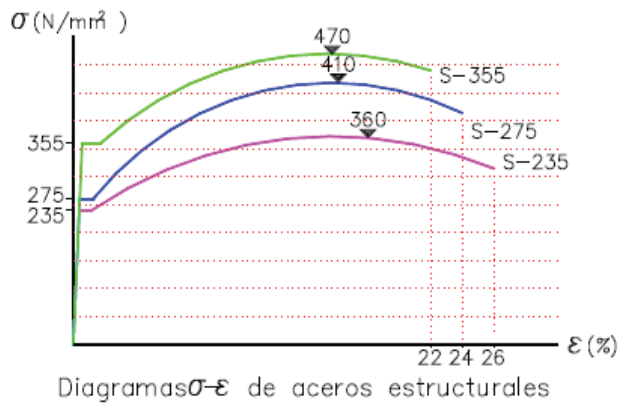
Para el caso del diseñador siempre necesita especificar si el material está acabado en caliente o conformado en frío. Los perfiles tubulares conformados en frío se sueldan siempre, y los perfiles tubulares acabados en caliente, aunque la mayoría se suelda, pueden no presentar costura. Para el caso de la construcción de un chasis tubular lo más usual es utilizar perfiles tubulares conformados en frío.

Los tipos de acero están especificados por la Organización Internacional de Normalización (ISO) en las normas siguientes:

ISO 630	Aceros estructurales.
ISO 4951	Barras y perfiles de acero de alto límite elástico.
ISO 4952	Aceros estructurales con mayor resistencia frente a la corrosión.

La composición química y las propiedades mecánicas de los perfiles tubulares conformados en frío cumplen con lo recomendado por la norma ISO 630. Las propiedades mecánicas de los aceros se caracterizan, en general, por el límite elástico f_y , la resistencia última a tracción f_u , y el alargamiento δ_u . Estas propiedades se determinan mediante ensayos de tracción y permiten obtener diagramas $\sigma - \epsilon$. La norma ENV 1993-1-1 prescribe el siguiente valor mínimo para la relación entre la resistencia última a tracción f_u y el límite elástico f_y :

$$\frac{f_u}{f_y} \geq 1,2 \text{ (Basado en los valores nominales de } f_y \text{ y } f_u \text{),}$$

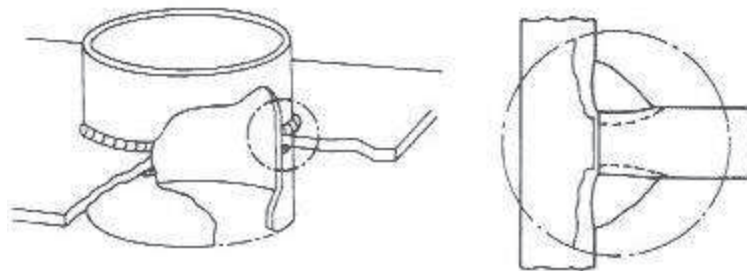


	S-355	S-275	S235
f_u	470	410	360
f_y	355	275	235
f_u/f_y	1,32	1,49	1,53

Diagramas σ - ϵ de aceros estructurales

Diagrama Tensión/Deformación.

Una estructura hecha con perfiles tubulares y cargada predominantemente con cargas estáticas debería, en principio, estar diseñada de tal manera que presentase un comportamiento dúctil. Esto significa que si las barras son críticas, éstas deberían garantizar capacidad de rotación, o si las uniones o conexiones son críticas, éstas también deberían garantizar suficiente capacidad de rotación. La ductilidad se mide mediante el ensayo Charpy en V, en el que una pequeña probeta de acero, con dimensiones normalizadas y con una entalla en V normalizada es sometida a una carga de choque en un ambiente con una temperatura concreta. El valor Charpy en V representa la energía de rotura mínima, que las probetas en el ensayo pueden alcanzar cuando se mantiene una temperatura concreta, expresada en julios. Los valores de los aceros normalizados por la ISO y la CEN cumplen con el requisito mínimo de 27 julios prescrito por el Eurocódigo 3.



Desgarramiento laminar.

Otro aspecto en la caracterización de las propiedades mecánicas viene definido por la resistencia y la ductilidad de los perfiles tubulares cuando se cargan en la dirección del espesor. Si se produce una fisura en el ensayo, es decir, un desgarramiento laminar, se podrá evitar mediante el uso de acero con bajo contenido en azufre o añadiendo azufre en colada junto con otros elementos como, por ejemplo, calcio.

5.1. Propiedades físicas del acero estructural

En este apartado se indican las propiedades físicas recomendadas, válidas para todos los aceros estructurales. Estas características fueron introducidas para los cálculos con el programa de elementos finitos (Marc&Mentat), así asemejar lo máximo posible al comportamiento del futuro material elegido.

Módulo de elasticidad:	$E = 210000 \text{ N/mm}^2$
Módulo de elasticidad transversal:	$G = \frac{E}{2 \cdot (1+\nu)} = 81000 \text{ N/mm}^2$
Coefficiente de Poisson:	$\nu = 0,3$
Coefficiente de dilatación lineal:	$\alpha = 12 \cdot 10^{-6} / ^\circ\text{C}$
Densidad:	$\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$

5.1.1. Tipos de aceros

Se analizarán los posibles materiales elegidos para la elaboración de la estructura tubular del vehículo prototipo, el material elegido de forma definitiva será en función de los requisitos y los resultados obtenidos en el anexo.

La nomenclatura de los aceros estructurales ha ido variando con el paso del tiempo según se modificaban las normas UNE. Como la microestructura 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 la tabla que se muestra a continuación se muestran las designaciones de los aceros estructurales en función de los tipos y grados de acero certificado.

La norma NBE EA-95 (Consejo General de la Arquitectura Técnica Norma Básica de la Edificación) utiliza las designaciones de acero A-37, A-42 y A-52, en la que el número indicado corresponde a la resistencia a tracción garantizada (en kp/mm^2), con las calidades o grados b, c y d para cada uno de ellas; no obstante, la designación comercial actual de aceros es la que figura en las normas UNE EN 10025 (Unión de Normativas Españolas) y UNE EN 10210-1. En la tabla se indican las correspondencias entre las designaciones utilizadas en la NBE EA-95 y en la UNE EN 10025 para los productos laminados en caliente más usuales.

Designaciones de los aceros utilizados por la NBE EA-95 y su correspondencia con las de la UNE EN 10025	
Designación según NBE EA-95	Designación según UNE EN 10025 ⁽¹⁾
A 37b	S 235 JR
-	S 235 JR G2
A 37c	S 235 JO
A 37d	S 235 J2 G3
A 42b	-
A 42c	-
A 42d	-
(2)	S 275 JR
(2)	S 275 JO
(2)	S 275 J2 G3
A 52b	S 355 JR
A 52c	S 355 JJO
A 52d	S 355 J2 G3

(1) La designación de aceros para construcción metálica según UNE EN 10025 utiliza una notación alfanumérica que comienza con la letra S seguida de tres dígitos que indican el valor mínimo de límite elástico expresado en N/mm^2 a los que se añaden otras letras y números que corresponden al grado y otras aptitudes.

(2) Estas designaciones se corresponden con A 44b, A44c y A 44d, respectivamente, según UNE 36080-73.

Designación del material elegido dependiendo normativas.

Los aceros A-37, A-42 y A-52 se emplearán para los productos laminados, según su calidad, con las siguientes consideraciones:

- *Calidad b* Utilizable en construcciones remachadas o soldadas ordinarias.
- *Calidad c* Propio para construcciones soldadas con exigencias de alta soldabilidad o de insensibilidad a la rotura frágil.
- *Calidad d* Propio para construcciones soldadas con exigencias especiales (de resistencia, de resiliencia, etc).

En la UNE 10025 se designan los aceros con la letra S seguida de un número, 235, 275 ó 355, que hacen referencia al límite elástico garantizado (σ_e) expresado en N/mm² para espesores inferiores a 16 mm. Existen diferentes grados JR, JO, J2, que además se dividen en subgrados G2 y G3. Los diferentes grados JR, JO, J2G3 se diferencian por su soldabilidad y resiliencia, siendo la soldabilidad creciente desde el grado JR al J2.

Los aceros de grado G3 se suministran en estado normalizado (proceso que consiste en calentar el acero por encima de la temperatura de cristalización, y enfriarlo posteriormente al aire en calma).

En la actualidad estos materiales son también utilizados en el sector de la automoción, para discos de turbinas a vapor, cigüeñales, rotores, ejes, árboles y tornillos de resistencia, entre otros. También se utiliza para juntas de herramientas, abrazaderas y fabricación de herramientas manuales. Estos materiales se emplean normalmente tratados.

En cuanto a las formas y acabados más habituales en las que se suele encontrar dicho material es:

- Barra redonda, cuadrada o hexagonal.
- Barra hueca.
- Placa laminada en caliente.
- Discos.

Se ha optado por los aceros estructurales como material ya que presentan unas magníficas prestaciones mecánicas, lo que facilita la complejidad de la estructura tubular del vehículo prototipo, ya que se obtienen los mismos resultados en los análisis aun utilizando menos barras y con diámetros y grosores menores.

Como se ha visto uno de los objetivos principales que se pretende conseguir es que la estructura tubular del vehículo prototipo sea resistente y ofrezca garantías de seguridad, para ello hemos consultado las normativas de seguridad de la RFEDA para los campeonatos semejantes, y ésta no especifica ningún material en concreto para la fabricación de la estructura, esta norma si hace referencia a los diámetros y espesores máximos y mínimos; estas referencias se cumplen en la estructura del futuro prototipo.

En la normativa FIA referente a la estructura de seguridad para vehículos de competición karting (normativa que más se asemeja a los objetivos que se pretenden conseguir) se ha podido observar que la única restricción para tubos de acero es que estos no superen 0,30% de contenido en carbono y tengan una resistencia mínima a la tracción de 350 MPa y por lo tanto éste material estaría aceptado.

En la siguiente tabla se muestran las dimensiones de los tubos utilizados para la fabricación de la estructura tubular:

	Dimensiones de los tubos circulares del vehículo				
	Unidades	\varnothing_{ext} X Espesor	\varnothing_{int}	Tolerancia	Material
Estructura	78	25 x 3 mm.	19 mm.	± 0,5 mm.	S 355 JR
Diagonal Reenvio	2	15 x 1,5 mm.	12 mm.	± 0,15 mm.	S 355 JR
Trapecios	20	25 x 3 mm.	19 mm.	± 0,5 mm.	S 355 JR

Dimensiones de los tubos del vehículo prototipo.

La tabla anterior muestra los materiales y dimensiones necesarios para fabricar las piezas que han sido diseñados y no están en el mercado como componentes estándar.

Dicho esto, por tanto, es necesario contratar a una empresa que suministre este tipo de tubos; la empresa elegida es el Grupo Condesa. La semilla del grupo Condesa surgió en 1954, a partir de la empresa española Conducciones y Derivados S.A. Hoy en día, son un Grupo sólido y en expansión, fruto de la unión de varias iniciativas con un objetivo claro de conseguir el liderazgo internacional a través de la excelencia, la calidad, la experiencia y el saber hacer.

5.1.2. Características mecánicas.

Se observaron las características generales de un acero estructural para introducirlas en los cálculos de elementos finitos con el programa Marc&Mentat.

A continuación se estudia de forma más detallada las características específicas del material utilizado en la siguiente tabla se muestran las principales propiedades físicas que caracterizan a un acero como el elegido para la fabricación de la estructura del vehículo, como la resistencia a la tracción, el límite elástico.

Tipo de acero	Límite elástico mínimo f_y (N/mm ²)	Resistencia a la tracción f_y (N/mm ²)	Porcentaje mínimo de alargamiento $L_o = 5,65 \cdot \sqrt{S_o}$	
			Longitudinal	Transversal
S235	235	340...470	26	24
S275	275	410...560	22	20
S355	355	490...630	22	20
S460*	460	550...720	17	15

Tabla Características mecánicas.

Las principales características que caben destacar de estos aceros frente a otros aceros y por las que se eligió este material, son las siguientes:

- Se trata de un material bastante dúctil (hecho que queda reflejado en el porcentaje de elongación que tiene). El dato de la ductilidad del material es muy importante, ya que en una estructura formada por perfiles tubulares y sometida a cargas estáticas será muy probable que existan barras y soldaduras críticas y éstas tienen que garantizar una resistencia mínima.
- Contiene una gran maleabilidad (es muy usado en la elaboración de barras huecas y planchas). El hecho de que se trate de un material maleable evitará posibles fisuras

en forma de desgarro laminar en los perfiles tubulares, esta propiedad ayudará a que el espesor de los tubos utilizados para la construcción de la estructura pueda ser menor.

- Tiene una soldabilidad buena dado el contenido en carbono. La gran soldabilidad con la que cuenta el material facilitará el trabajo de soldadura de la estructura del vehículo prototipo.

El chasis del futuro prototipo ha sido proyectado completamente en acero debido al coste barato del mismo. Los perfiles de acero pueden estar conformados en caliente, que pueden presentar curvaturas o no, o conformados en frío que siempre van soldados.

A continuación se hará una breve explicación conceptual de la diferencia de ambos procesos:

- Acero conformado en frío

Esta técnica elimina los procesos finales obteniendo una ventaja competitiva en el mercado ya que el coste es menor. En algunos casos se puede obtener directamente la pieza final dentro de las tolerancias cosa que el caliente es realmente difícil. Con este método se consiguen buenas propiedades mecánicas sin necesidad de tratamientos térmicos posteriores.

- Acero conformado en caliente

Este presenta un tamaño de grano grande por lo que después de ser conformado ha de ser sometido a otro tratamiento para mejorar sus propiedades mecánicas ya que éstas mejoran con el tamaño de grano fino. Actualmente la implantación de nuevos aceros micro aleados ha permitido eliminar los costosos tratamientos finales que eran necesarios para conseguir las propiedades mecánicas necesarias.

5.1.3. Composición química

En la siguiente tabla se muestra la composición química de los aceros estructurales según un análisis químico (% en peso).

Norma EN 10219 Grado del Acero	Composición Química (% máximo)				
	C Carbono	Mn Manganeso	P Fósforo	S Azufre	Si Silicio
S235	0,17	1,40	0,045	0,045	-
S275	0,20	1,50	0,040	0,040	-
S355	0,22	1,60	0,035	0,035	0,55

Composición química según la Norma Europea.

Como se explica en el apartado siguiente los tubos utilizados en este vehículo son de sección circular y como se observó en los resultados obtenidos en los análisis del comportamiento del vehículo, las tensiones máximas que aparecían no son demasiado altas en el funcionamiento normal del chasis con lo que las propiedades del acero elegido no

habría que someterlas a ningún tipo de postratamiento. Según las comprobaciones y los resultados del Anexo Calculos, se optó por un grado de acero S 355 como material principal de todo el prototipo, tanto para la estructura tubular como para los trapecios de suspensión. Con este grado de acero se cumplen todos requerimientos del funcionamiento del vehículo estudiados, cumpliendo todos ellos con un margen de seguridad dependiendo de las pruebas mayores o menores diferencias.

5.2. Tipos de barras para el chasis tubular

En primer lugar hay que preguntarse, que tipo de barra es más interesante para este diseño, si barras huecas o barras macizas. Se sabe que los tubos de pared delgada aguantan bien a pandeo y a flexión porque el momento de inercia “I” es mayor que para un tubo macizo del mismo peso. En conclusión las barras que interesan son las huecas o en otras palabras los tubos.

Habiendo resultado esta primera pregunta la siguiente pregunta lógica será, la elección de tubos de sección circular (CHS) o de sección rectangular (RHS). Los CHS tienen una forma especialmente atractiva y ofrecen una distribución del acero muy efectiva alrededor del eje centroidal. Este perfil opone las mínimas resistencias frente a cargas de viento y agua. El inconveniente que tienen es que a la hora de unir formas circulares entre sí puede que se precise de un perfilado especial. Por otra parte, se sabe que las propiedades geométricas de las barras influyen sobre la capacidad resistente de la unión. Sólo se puede obtener el mejor diseño si el diseñador comprende el comportamiento de la unión y lo tiene en cuenta desde el diseño conceptual. Se conocen las propiedades de las uniones entre CHS y las de las uniones entre RHS, pero no se conocen con tanto rigor las propiedades de las uniones mixtas de CHS con RHS, por lo que no se consideran.

En el caso del chasis por tanto se elegirán los CHS frente a los RHS por estética, por aerodinámica, por la flexión multiaxial y porque el número de uniones no es excesivamente grande con lo que no es determinante para el coste total.

5.3. Incremento en el límite elástico causado por la deformación en frío

Este incremento puede utilizarse solamente para perfiles RHS en elementos a tracción o compresión pero no a flexión. La elección definitiva es el perfil CHS para el futuro prototipo por lo que no tiene importancia este incremento en el límite elástico.

5.4. Consideraciones sobre la soldabilidad del material

Estas consideraciones básicamente es la composición química de un tipo de acero la que determina su soldabilidad. Para la soldabilidad de los aceros sin alear, el utilizado generalmente para la construcción de un chasis, son decisivos el contenido de carbono ($C \leq 0,22 \%$) que presentan y la pureza del acero indicada por el contenido de azufre ($S \leq 0,045 \%$), fósforo ($P \leq 0,045 \%$) y N_2 ($N_2 \leq 0,009 \%$).

La soldabilidad mejora, no sólo por el bajo porcentaje de carbono ($\leq 0,20 \%$), sino que también por la microestructura de grano fino del material, el cual reduce la susceptibilidad a la fractura frágil. Se denominan aceros de grano fino a los aceros con un índice equivalente de tamaño de grano ferrítico igual o menos que 6, determinado según la Euronorma 103:1971.

El parámetro fundamental de los aceros desde el punto de vista de la soldabilidad es el valor de carbono equivalente (CEV), que se establece para cada tipo de acero según los componentes del mismo. Cada valor químico introducido en la fórmula ha de ser sustituido

en %. Este parámetro mide en parte la susceptibilidad de fractura en frío de la zona afectada térmicamente.

$$CEV = C + \frac{Mn}{6} + \frac{Cr + Mo + V}{5} + \frac{Ni + Cu}{15}$$

Para espesores de pared inferiores a 16 mm, generalmente se acepta que si $CEV < 40$ no aparecen grietas. Para $0,40 < CEV < 0,45$, hay que tomar algunas precauciones dependiendo del proceso de soldadura. Para un CEV mayor que 0,45, normalmente se necesita precalentamiento.

La finalidad del precalentamiento es favorecer las transformaciones metalúrgicas a estructuras más blandas, reduciendo de este modo la fragilidad del material. Las consecuencias favorables del precalentamiento son:

- Facilita la difusión del hidrogeno.
- Disminuye el riesgo de formación de poros.
- Reduce las tensiones de la zona afectada térmicamente.

6. Aspecto vinculante y contractual

Este apartado contendrá fundamentalmente una vez descritos de forma general el contenido del proyecto y sus características principales; contendrá los aspectos legales y administrativos a tener en cuenta por los futuros contratistas, suponiendo como proyectista a mi persona incluyéndome en la empresa constructora.

Se marcarán todas las posibles situaciones vinculantes entre la empresa constructora y el futuro posible cliente.

La empresa constructora deberá entregar y presentar al cliente, en su oferta el plan de trabajo a seguir con las fechas marcadas de comienzo y finalización del proyecto. Si estas condiciones son aceptadas, la constructora queda obligada al cumplimiento y entrega del vehículo en el plazo y fecha fijados.

El presente pliego de condiciones presupone, salvo especificación escrita en sentido contrario, la anulación de todas las condiciones de suministro, trabajo, pago, montaje, etc., que pueda presentar la empresa constructora.

Para la empresa constructora queda en libertad para elegir el método de ejecutar los trabajos salvo que su repercusión fuera de importancia, en cuyo caso debe explicar de forma escrita al cliente las soluciones adoptadas, plan de trabajo y reflejarlo en el parte diario de trabajo.

En caso de que el cliente redacte y entregue una nota directamente a la obra se presupone que llegan a conocimiento de la dirección de la empresa constructora y que por lo tanto tiene validez en el caso de que se produzca alguna irregularidad o cualquier discusión o hubiera que tomar un acuerdo posterior.

Sabiendo que dentro de la empresa constructora se encuentra el diseñador del vehículo; en el caso de que el trabajo diseñado, especificado por él y aprobado por el cliente comprador, pudiese incurrir en alguna infracción de patente o patentes que de cualquier modo se relacionaría con el trabajo o con parte de éste, está él mismo obligado a indemnizar y defender al cliente o comprador contra cualquier petición, acción de procedimiento legal, queja, daño, costo, demanda, derecho de abogado, etc.

En el caso de requerimiento permanente, procurará impedir que el comprador continúe funcionando con el vehículo como se especificó y tomará a su cargo las siguientes operaciones.

- Modificar el vehículo todo lo posible hasta que pueda excluirse la infracción, entendiéndose que tal modificación debe realizarse con la aprobación del cliente comprador y que debe ser de tal naturaleza que no lesionen el rendimiento o coste de la operación.
- Procurar derecho del comprador a continuar utilizando el vehículo.
- Deshacer el trabajo realizado y rembolsar al comprador el precio del vehículo.

Sabiendo esto los planos que se adjuntan no son irrevocables, si se da el caso de infracción de patente o patentes; y para la posibilidad de dar opción al ofertante a variarlos y ofrecer así unas propuestas más económicas, para estas opciones se deberán incluir el presupuesto de ambas soluciones.

La empresa constructora deberá incluir en su oferta la constancia de que todas las partes de la obra estarán dispuestas para su trabajo más conveniente, lubricación, inspección, reparación y facilidad de repuesto.

La empresa constructora deberá informar al cliente, contratante o a la dirección de la empresa contratante de todos los planes de organización técnica de la obra, así como, de la procedencia de los materiales con sus precios.

La empresa constructora no podrá presentar queja si el cliente, contratante o la empresa contratante le impone una orden de realización de trabajos, ni traducir esto en un aumento de precios.

Para el contratante o el director de la empresa contratante o sus representantes, la empresa constructora deberá dar toda clase de facilidades para que puedan inspeccionar el trabajo que está llevando a cabo durante la fabricación del vehículo para verificar ensayos y comprobaciones que aseguren que las cláusulas del presente pliego de condiciones se aplican correctamente en todos los aspectos.

Para no retrasar los planes de trabajo, la empresa constructora podrá tomar sus propias decisiones o modificaciones si fueran necesarias, sin embargo deberá comunicar en el parte del día que ha tomado dicha decisión explicando claramente el motivo de su actuación. La omisión de esta cláusula puede ser motivo de actuación.

En todos los casos, el contratante o cliente o empresa contratante considerará a la empresa constructora como representada por la persona de más categoría que se encuentre en la obra o montaje. Esta debe responder o firmar en nombre de la empresa a todos los efectos que se le requieran, salvo cuando no esté conforme, lo cual especificará por escrito. Si no está autorizado para contratar precios deberá notificar a su empresa para que, dentro del plazo del día pueda resolverse lo que fuera necesario; en caso de no obtener respuesta al día siguiente, el cliente o empresa contratante lo considerará como una no comparecencia de la empresa constructora. Dicha persona debe tener en el taller una copia del pliego de condiciones y conocer la forma como se ha contratado la fabricación del vehículo prototipo.

Se deberá redactar un parte diario por parte de la empresa constructora, de montaje y otro parte diario en el que figuren los trabajos realizados y los materiales empleados; siguiendo el método de fabricación ya marcado. Estos partes deberán ser entregados diariamente o semanalmente, ya que de no hacerlo así, se resolverán a favor del contratante las dudas que en la liquidación se pudieran mantener.

6.1. Responsabilidad del suministro y montaje.

Si en el departamento de montaje o fabricación se realizan modificaciones al proyecto original deben de presentarse por escrito al departamento de ingeniería de fabricación de la misma empresa constructora y deberán ser aceptadas por este organismo que procederá si es necesario a modificar los documentos originales.

La garantía de los suministros por parte del suministrador o empresa suministradora de materias primas hacia la empresa, alcanzará desde el momento de su contratación hasta la finalización total del contrato fijado. Así mismo los suministros de piezas por parte de esta empresa a nuestro cliente, alcanzará desde el momento de la orden de fabricación hasta la entrega del último lote.

En la fase de fabricación del vehículo, el suministro debe llevarse a cabo por parte del suministrador o empresa suministradora, en un período no superior a los 5 días una vez realizado su encargo.

En la fase de funcionamiento del vehículo, el suministro debe llevarse a cabo por parte del suministrador o empresa suministradora, en un período no superior a los 3 días una vez realizado su encargo.

7. Método de Fabricación

En la siguiente sección del pliego de condiciones será desarrollado y especificando el método de fabricación que se seguirá en el momento de llevar a la práctica este proyecto, es decir, la futura construcción del prototipo.

El proceso que se seguirá se podría dividir en una serie de bloques que más adelante se tratarán, como breve resumen, primeramente se ha de realizar el cortado de los tubos y las chapas, a continuación se realizará el curvado de los tubos para su posterior unión mediante soldadura, finalmente para proteger contra el paso del tiempo y para una mejora estética se le aplicará un tratamiento superficial. El resto de componentes del prototipo se analizaron de manera conceptual en la memoria con lo que solo habrá que adquirir (comprar) dichos componentes elegidos previamente por sus características.

Estos procesos de fabricación se tendrán en cuenta en el presupuesto final, y como en todas las demás secciones, se estudiarán y planificarán para tratar de reducir al mínimo posible estos gastos. Para conseguir una reducción notable del presupuesto se diseñó la mayor parte del chasis tubular con tubos de igual diámetro y espesor para así comprar tubos de dimensiones lo más largas posibles y posteriormente ir cortando, doblando y acoplado a la medida exacta; de esta manera se reduce el presupuesto de uniones soldadas.

El método de fabricación está planificado de tal forma que el material que entra en el taller se encuentra predestinado en la fabricación de los planos mediante un avance y desarrollo de forma unidireccional siguiendo estos pasos generales:

1. Medición y marcado de tubos. Conforme a los planos.
2. Corte y/o serrado de los tubos y chapas.
3. Preparación de los bordes que sean necesario soldar. Este paso se puede realizar junto con el 2.
4. Curvado de los tubos (si es necesario).
5. Montaje.
6. Soldadura.
7. Embellecimiento y tratamiento final de la estructura.

Como se ha comentado en la sección de materiales, el tipo de material elegido fue el acero S355 debido a los requisitos necesarios y precio del mismo.

7.1. Medición de los tubos

Se deberá preparar los tubos para el corte, y para ello se seguirán las medidas establecidas en los planos. Habrá que tener muy en cuenta el grosor de la sierra o herramienta que se utilizará para el corte (espacio desprendido por la herramienta en el serrado), así se conseguirá después de realizar el corte del tubo, éste tenga las dimensiones de los planos.

Para la medida de los elementos se utilizará la cinta métrica, constituida por una delgada cinta metálica flexible, dividida en unidades de medición (subdivida en centímetros y milímetros y enfrente otra escala en pulgadas) y que se enrolla dentro de una carcasa de plástico o metálica. Dispone en el exterior de un sistema de bloqueo para impedir el enrollado automático de la cinta y precisar la medida. El poco espacio que ocupa fue el factor decisivo frente a otros sistemas de medición (reglas, varas de medición...). Para el marcado de las medidas se utilizará un cúter o rayador.

7.2. Corte de los tubos

Después de marcar las medidas correspondientes se procede a la preparación de los extremos de las barras para las uniones. El método más utilizado es el corte por soplete (oxicorte) y el corte por serrado, dado que se trata de una estructura tubular compleja es preferible el corte por serrado, ya que el coste es más bajo y ofrece una mejor sencillez de ejecución.

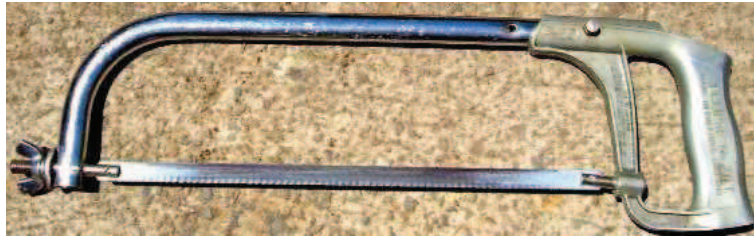
La herramienta más habitual para el corte por sierra es la sierra circular de mesa, aunque dependiendo de las necesidades de calidad y precisión requerida por cada tipo de corte se puede optar por otro tipo de máquinas, como pueden ser:

- Muela rectificadora: Corte rápido, impreciso y con rebabas considerables.
- Disco dentado de acero: Proceso rápido e impreciso (adecuado para secciones y grosores importantes).
- Fresadora: Velocidad de corte baja, precisión de corte excelente y ausencia total de rebabas.

También existen otras técnicas muy precisas, como por ejemplo el corte por plasma, aunque su proceso no es rentable para este tipo de estructuras.

Finalmente para reducir el presupuesto y puesto que los resultados del corte con esta herramienta son buenos, se escogió la sierra como herramienta para el corte. Teniendo en cuenta a la hora de la medición, marcado y corte posterior el espesor de la sierra y con ello la pérdida de este material en el tubo.

Es una herramienta de corte para metal. Algunas llevan sujeciones que mantienen la sierra firme y la vuelven fácil de manipular. La cuchilla es de dientes finos y está tensionada sobre una montura. En cuanto al corte de metales, en un principio se realizaba con el lomo dentado de una lima, evolucionando hasta la forma actual.



Sierra de Arco.

Al principio se fabricaron en acero al carbono templado, lo que producía una hoja muy quebradiza. Luego se pasó a templar la hoja parcialmente, primero en lomo y más tarde en lomo y dientes, lo que dotaba de cierta flexibilidad a la lima pero no solventaba el problema de la rotura.

Conforme los materiales a cortar fueron avanzando en tecnología, también lo hicieron las hojas de sierra, las cuales pasaron de fabricarse en acero al carbono a fabricarse en acero rápido o de alta velocidad, mas conocido por sus siglas en inglés. HSS.

Posteriormente, en la década de los 1970, se inventa por parte de la empresa sueca SANDVIK el llamado acero bimetal, que consiste en una banda estrecha de acero rápido en donde se forman los dientes, aleada mediante haz de electrones a un cuerpo fabricado en acero para muelles. Esto dio lugar a las hojas de sierra para metales con las características que se conocen hoy: Una hoja virtualmente irrompible con una alta capacidad de corte, pues llegan a cortar hasta acero inoxidable.

Previamente al corte del tubo se deberá:

- Escoger la herramienta con las características propias del trabajo a realizar.
- Montar la sierra para el material elegido en su armadura.
- Fijar la pieza en el útil de sujeción (armadura) vigilando la situación de la línea de trazado y apretando la tuerca palomilla de sujeción de la armadura a la sierra.

En el momento del corte unos consejos:

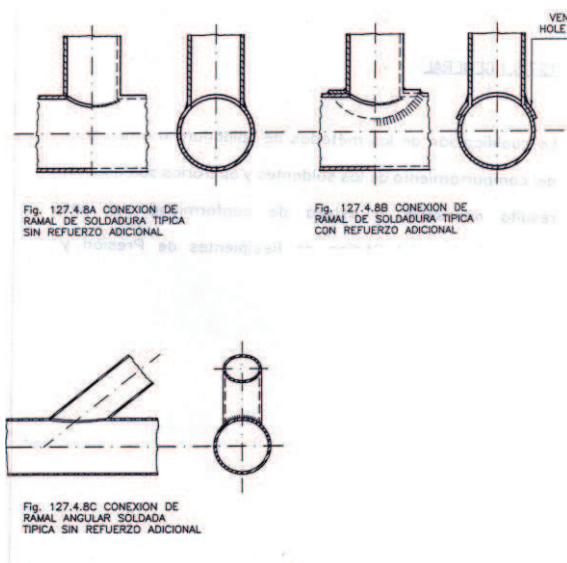
- Para iniciar el corte conviene hacer una pequeña muesca con una lima triangular o con la misma sierra es la esquina de la pieza opuesta a la del operario.
- Empezar el corte con un ángulo de ataque de 20° a 30°.
- Como las piezas serán de espesor pequeño ($\approx 1,5$ mm.), se inclinara la herramienta un cierto ángulo, con objeto de hacer trabajar al mismo tiempo al mayor número de dientes.
- Como se cortarán piezas duras será aconsejable que la rapidez del movimiento alternativo sea de unos 30 golpes de sierra por minuto.
- Al ser tubos, será conveniente ir girando el tubo a medida que la sierra llega hasta la pared inferior.
- Los perfiles se empiezan a serrar por la parte que presenten mayor espesor.

En este prototipo la gran mayoría de las piezas son tubos y es donde mayor precisión se debe tener. Para el caso de las chapas metálicas en este diseño solo se encuentra la chapa de espesor mínimo que servirá de protección al sistema de dirección, tren delantero y extremidades inferiores del piloto. Para el corte de esta chapa metálica se utilizará la cizalla.

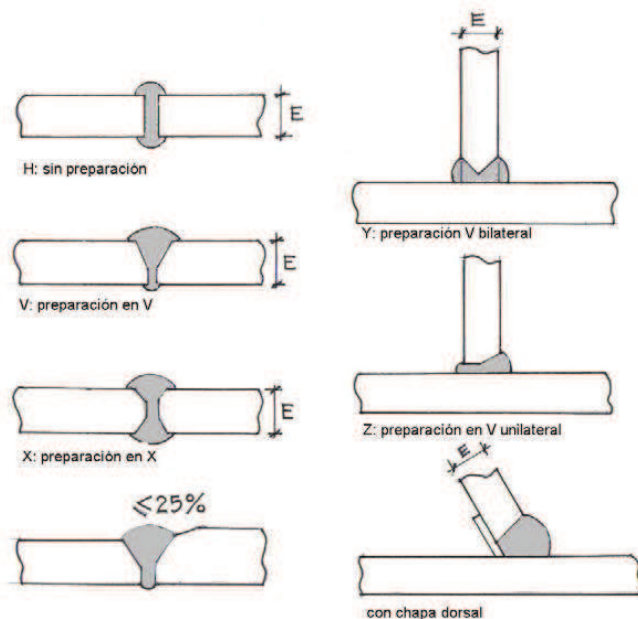
La cizalla funciona en forma similar a una tijera. Los filos de ambas cuchillas de la cizalla se enfrentan presionando sobre la superficie a cortar hasta que vencen la resistencia de la superficie a la tracción rompiéndola y separándola en dos. En las cizallas manuales este movimiento de ascenso y descenso se realiza por un operario, aunque también existen las cizallas automatizadas.

7.3. Preparación de los bordes de los tubos para el posterior soldado.

Es necesario en el caso de algún tipo de soldadura preparar las uniones de los tubos, en la imagen de a continuación se pueden observar algunas de las uniones de tubos más habituales para la soldadura.



Uniones de tubos para la soldadura.



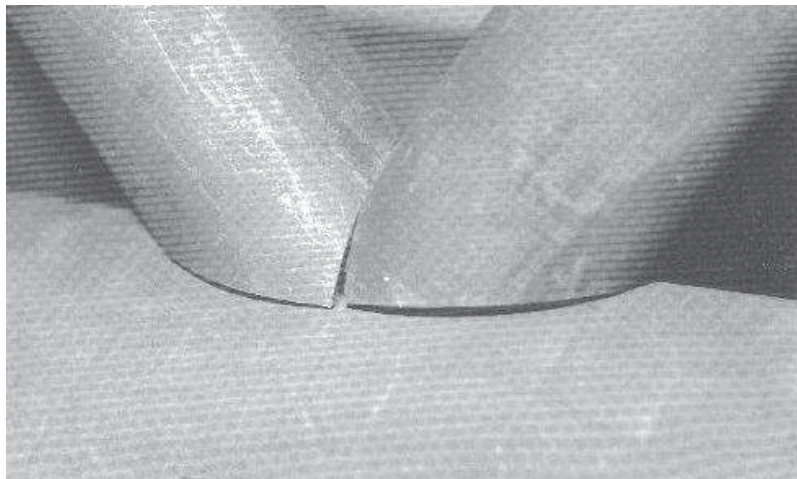
Como la penetración de la soldadura será debido al espesor del tubo, el grosor del cordón es igual al del tubo, por lado la amplitud máxima del cordón será del doble que el espesor del tubo.

Como se ha visto en la imagen anterior los tipos de preparaciones para la soldadura, a continuación se verán cuales son de aplicación en este proyecto. En la fabricación de la estructura tubular se da el caso de que muchas de las uniones de dos tubos se encuentran situados a 180°, para este caso, el modelo de unión utilizado será del tipo “X”, ya que es el que más corresponde a las medidas de tubos que se deberá soldar, con este tipo de borde se conseguirá la penetración necesaria.

Por otro lado, se encuentran en el chasis muchas de las uniones de tubos inclinados uno respecto del otro, pero éstas no requieren de un chaflán para conseguir la penetración completa del cordón de soldadura.

Casi todas las uniones que se dan en la fabricación de la futura estructura tubular son inclinadas. En este tipo de uniones se pueden realizar chaflanes, pero para este caso se puede prescindir de ellos; la ausencia de chaflanes representa un ahorro considerable de tiempo de horas de taller y por lo tanto un abaratamiento de costes de fabricación.

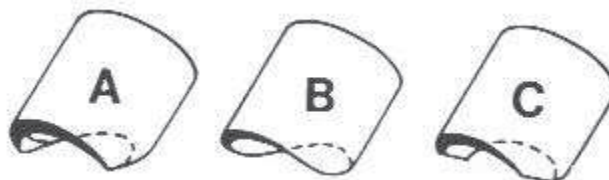
Las curvas de intersección multiplanares pueden ser sustituidas por cortes planos en la barras, empleando el procedimiento del aserrado, en función de los diámetros relativos de los tubos utilizados en el nudo.



Nudo fabricado por aserrado de corte plano antes de soldar.

En estos casos, se puede reducir la separación de soldadura realizando un “perfilado” apropiado por medio de:

- Dos cortes planos seguidos por el rectificado o el corte (cizallado) de área de “punta”.
- Dos o tres cortes planos sucesivos utilizando las ecuaciones correspondientes.



Operaciones para alisar el área de “punta”.

A: rectificando los ángulos internos, B: rectificando con plantilla, C: cizallando.

Método A:

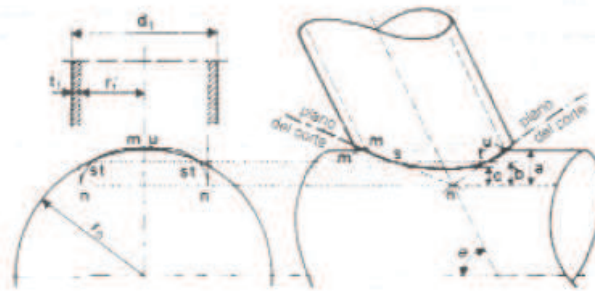


figura 17: Método A de corte por aserrado.

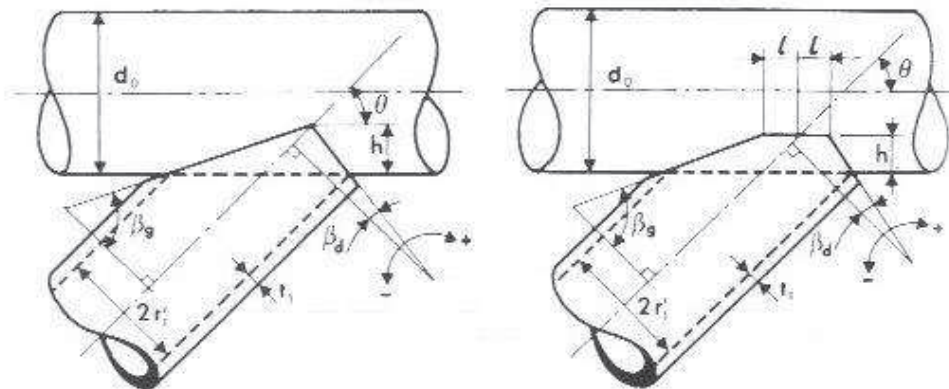
$$a = \frac{r'_1{}^2}{2r_0} - r'_1$$

$$r'_1 = \text{radio interior de la barra de relleno} = \frac{d_1 - 2t_1}{2}$$

$$r_0 = \text{radio exterior del cordón} = \frac{d_0}{2}$$

El valor “a” es constante, independientemente de cual sea el ángulo de inclinación θ . Empezando desde el punto “n” determinado por el valor “a”, se dibujan las líneas “n-m” y “n-u”. Éstas definen los planos de corte, cuyas inclinaciones hay que medir. El alisado del “área de punta” se puede llevar a cabo mediante cualquiera de las operaciones mostradas.

Método B:



2 cortes

$$h = \frac{d_0}{2} - \sqrt{\frac{d_0^2}{4} - r'_1{}^2}$$

$$\alpha_g = \arctg\left(\frac{h \sin \theta}{r'_1 + h \cos \theta}\right)$$

$$\alpha_d = \arctg\left(\frac{h \sin \theta}{r'_1 - h \cos \theta}\right)$$

3 cortes

$$l = \sqrt{r'_1{}^2 - (r'_1 - t_1)^2}$$

$$h = \frac{d_0}{2} - \sqrt{\frac{d_0^2}{4} - (r'_1 - t_1)^2}$$

$$\alpha_g = \arctg\left(\frac{h \sin \theta}{r'_1 + h \cos \theta - l \sin \theta}\right)$$

$$\alpha_d = \arctg\left(\frac{h \sin \theta}{r'_1 - h \cos \theta - l \sin \theta}\right)$$

$$2 \text{ cortes y } 3 \text{ cortes: } \beta_g = 90^\circ - \theta + \alpha_g \quad \beta_d = -90^\circ + \theta + \alpha_d$$

Método B de corte por aserrado.

El valor de “h” es un valor constante, independiente de cuál sea el ángulo θ , que se puede calcular mediante las formulas del método A. Los valores intermedios α_g y α_d también se pueden calcular empleando las fórmulas correspondientes. Después se pueden determinar los ángulos de corte necesarios β_g y β_d .

7.4. Curvado de los tubos

Para la presentación de los tubos para la posterior soldadura es necesario este apartado. Esta operación es importante porque una mala orientación de los tubos impedirá una correcta soldadura y un correcto formado del chasis. Para ello será necesario seguir los planos con las acotaciones marcadas de forma precisa.

Para el curvado de barras en frío existen varios métodos. Durante la operación pueden aparecer pliegues en la zona interior y disminuir el espesor de la zona alargada, para evitarlo prevalecen los siguientes condicionamientos:

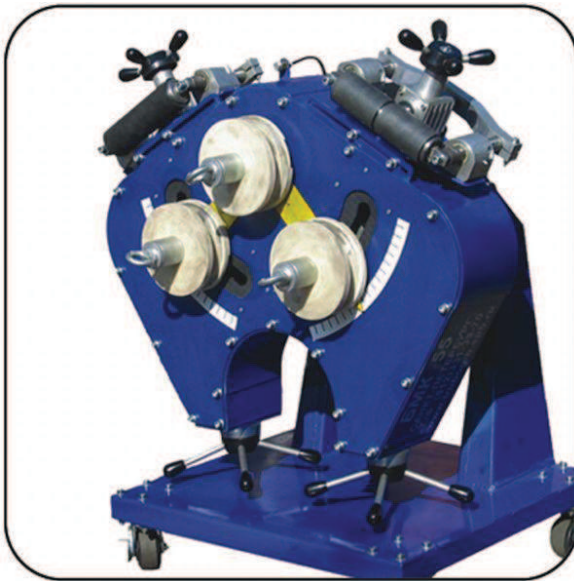
- ✓ Alta resistencia a la rotura.
- ✓ Límite elástico bajo.
- ✓ Alargamiento considerable a la rotura a tracción.

Para la elección de la herramienta a utilizar habría que conocer los más habituales en el mercado que son:

- Curvado en frío por presión.
- Curvado en frío mediante caja conformadora.
- Curvadora de rodillos.

Habiendo estudiado los métodos mas habituales se escogió una curvadora de rodillos. La marca dobladores de alta calidad BMK el modelo 55. Se decanto por este modelo ya que tiene un rango de diámetros del tubo de 70-10 mm. y la mayor medida de los tubos del proyecto no supera los 40 mm. Esta destinada para hacer anillos, arcos, espirales de tubos y perfiles de flexión con 3 rodillos.

Tiene como capacidades 3 rodillos de conducción, control de radio de curvatura teórica, control de la elevación del paso de la espiral y permite trabajos en posición vertical y horizontal para mayor comodidad del operario.



Curvadora de Rodillos BMK 55.

El modelo dispone de la máquina curvadora con panel de control remoto, embalaje, manual de instrucciones y un juego de rodillos de acero o caprolon para tubos de diferentes materiales y cubiertas.

7.5. Montaje

Previamente antes de explicar las condiciones del lugar de montaje, se analizarán las cualificaciones de los talleres y soldadores,

- Los talleres de fabricación deben estar adecuadamente equipados para fabricar estructuras de perfiles tubulares. Es posible que haya que adaptar el equipamiento al diseño requerido.
- Las personas encargadas de la fabricación deben poseer conocimientos adecuados sobre fabricación de estructuras de perfiles tubulares, así como la capacidad técnica y la experiencia necesarias para realizar el trabajo demandado.
- Los soldadores deberían obtener de los apropiados examinadores el título de soldadores cualificados de estructuras de perfiles tubulares.

La buena elección de un método de montaje se ve afectada en gran medida por la disponibilidad de bastidores o estructuras de montaje en el taller o a pie de obra, las cuales facilitan las operaciones de soldadura y atornillado. Con el fin de conseguir posiciones favorables al soldador, los bastidores permiten la rotación de los montajes parciales de celosías.

En la fabricación del bastidor hay que tener en cuenta las contracciones de la soldadura y considerar las deformaciones por distorsión para garantizar la precisión del tamaño y la forma correcta de los productos.

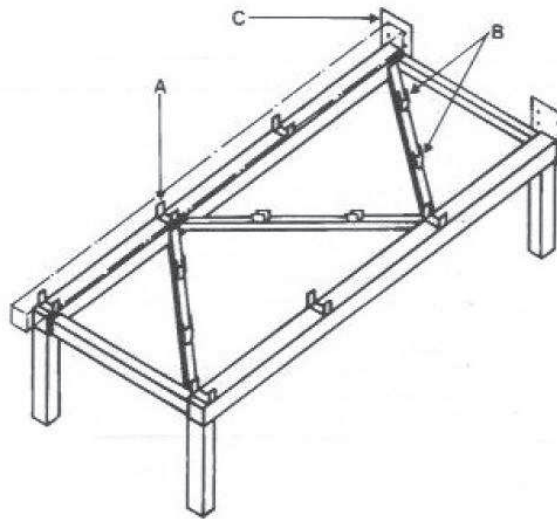
El chasis también se puede colocar fijo en una mesa plana, la cual suele constar de un armazón hecho con perfiles de acero dispuestos en posición horizontal y fijados con hormigón y cubiertos con una chapa de acero. El montaje se hace montando encima de la mesa los elementos a fijar.

Para las celosías de perfiles tubulares, es fundamental pensar de antemano el orden y la secuencia del montaje, en especial para nudos en los que intersectan más de dos barras

de relleno, en los cuales hay que tener un cuidado especial con respecto al método de montaje. Se pueden aplicar diversos sistemas de montaje, por ejemplo el armazón con apoyos, la losa para el marcado y el entramado con rotación. Los apoyos sujetan las barras de la celosía en las posiciones adecuadas, unas con respecto a las otras.

Otro procedimiento, el de la “losa para el marcado”, consiste simplemente en marcar en el suelo de hormigón del taller. Se aplica cuando no está justificada la construcción de armazones de montaje.

El equipamiento de un bastidor de rotación tiene como función sujetar las piezas estructurales en las posiciones correctas para soldarlas y permitir la rotación del conjunto de la pieza alrededor de la línea de giro. La aplicación económica de un bastidor depende en gran medida del número de unidades que hay que fabricar, así como del grado de precisión de fabricación necesaria para un proyecto.



Estructura del montaje con apoyos.

Las contracciones y las distorsiones provocadas por la soldadura, que evidentemente se originan durante el soldeo, se debería compensar, apretando el bastidor, etc.

En el plan de fabricación también hay que considerar los siguientes factores:

- Espacio de trabajo.
- Posibilidades de almacenamiento y apilamiento de los elementos estructurales.
- Máquinas herramientas.
- Mano de obra especializada.

Existen dos alternativas posibles para fabricar montajes parciales de construcción con perfiles tubulares:

1. Se marcan en el entramado de montaje las posiciones de los diversos componentes estructurales unos con respecto de otros. Es imprescindible hacer las revisiones adecuadas durante esta operación para prevenir errores. A continuación, se montan los componentes y se unen punteando con soldadura sobre la mesa de montaje. Después, se trasladan los montajes parciales a la zona de soldadura, donde finaliza

el proceso de soldadura siguiendo una secuencia predeterminada, la cual trae consigo reducidas distorsiones.

2. Se sujetan los montajes parciales estructurales en la posición correcta en el taller de soldadura (posiblemente con tolerancias para distorsiones posteriores) y después se lleva a cabo la soldadura final.

Habiendo explicado las recomendaciones a la hora del montaje, se explicarán a continuación el proceso de soldadura elegido y los tratamientos finales a la estructura tubular.

7.6. Soldadura

Después de ver las posibles opciones de sistemas de soldadura se optó por la soldadura G.M.A.W - MIG/MAG. El MIG/MAG se ha convertido en uno de los principales métodos de soldeo en el mundo, se encuentra altamente posicionado en la industria metalmeccánica gracias a que incrementa la productividad, mejora la presentación de los cordones de soldadura, produce menos escoria y cumple con las medidas para la protección ambiental.

La soldadura G.M.A.W - MIG/MAG, es el proceso más popular y difundido en la industria, puede utilizarse con todos los metales comerciales importantes, como los aceros al carbono y de aleación, inoxidable, aluminio, magnesio, cobre, hierro, titanio y zirconio.

Esta técnica tiene enormes ventajas, ya que es de fácil aplicación, no salpica en exceso y produce soldaduras de calidad, además los consumibles se pueden encontrar en casi todas las ferreterías o distribuidores especializados.

En la década de 1940 nació el proceso de soldadura por arco con protección gaseosa y electrodo consumible de aporte continuo y automático, denominado G.M.A.W, por su nombre en inglés: *Gas Metal Arc Welding*. Básicamente es una técnica para el soldeo de dos o más metales mediante fusión por calor, generada por un arco eléctrico y protegida del ambiente con gas. Según la clase del gas empleado, se diferencia entre soldadura MIG (*Metal Inert Gas*), si utiliza gas inerte, y soldadura MAG (*Metal Active Gas*), si utiliza un gas activo. Los gases inertes utilizados como protección suelen ser argón (Ar), helio (He) o mezclas de ambos, (Ar+He); los gases activos son mezclas con base en dióxido de carbono (CO₂). En ambos casos, el electrodo, una varilla o alambre de núcleo compatible con el metal que se va a soldar, se funde para rellenar la unión. En las dos técnicas, el gas sirve como una barrera que protege el arco del aire, principal causante de oxidación, la diferencia es que en MIG no reacciona con el metal ni influye en las propiedades del fundido, además por ser inerte es más estable, la soldadura tiene una menor penetración, mejor acabado, no causa deformaciones en las piezas delgadas y es especial para trabajos en materiales delicados. Se utiliza en la reparación de ejes, fabricación de tanques, carrocerías, rines de automóviles, embarcaciones y aeronaves. Por su parte, la aplicación MAG, que utiliza gas activo CO₂, genera mayor penetración de la soldadura, mejora las propiedades físicas de la unión y aumenta su resistencia al impacto corrosión y cambios de temperatura. Sin embargo, la naturaleza activa del gas, produce cordones de soldadura más abultados e incrementa las salpicaduras. Por ello, las compañías fabricantes han optado por estabilizar el CO₂, mezclándolo con porcentajes de hasta 25 por ciento de argón y/o helio y así, mejorar la presentación del cordón, la calidad de los acabados y reducir al mínimo el chisporroteo y el exceso de humos.

Gracias a sus dos formas de aplicación, la técnica G.M.A.W se ha convertido en un proceso versátil, que permite soldar desde los espesores más finos hasta los más gruesos (a partir de 0.03mm) tanto en metales ferrosos como no ferrosos; específicamente el sistema

MIG se emplea para unir piezas delgadas de aluminio, cobre, magnesio, inoxidables y titanio, mientras el MAG es ideal para la mayoría de aceros y hierros al carbono y bajo carbono, en todas las dimensiones.

Como en todos los procesos con arco, el consumible para la unión de las partes se puede depositar en varias capas de soldadura, y particularmente en el G.M.A.W - MIG/MAG, puede transferirse con tres métodos: cortocircuito, globular y spray (atomización).

- En la transferencia por corto circuito también conocido como arco corto la transferencia del metal ocurre cuando un corto circuito eléctrico es establecido, esto ocurre cuando el metal en la punta del alambre hace contacto con la soldadura fundida.
- En la transferencia por rociado diminutas gotas de metal fundido llamadas “Moltens” son arrancadas de la punta del alambre y proyectadas por la fuerza electromagnética hacia la soldadura fundida.
- En la transferencia globular el proceso ocurre cuando las gotas del metal fundido son lo suficientemente grandes para caer por la influencia de la fuerza de gravedad.

Los factores que determinan la manera en que los metales son transferidos son la corriente de soldadura, el diámetro del alambre, la distancia del arco (voltaje) , las características de la fuente de poder y el gas utilizado en el proceso .

Lo que determina la ejecución correcta de este proceso es:

- La fluidez de la soldadura fundida.
- La forma del cordón de la soldadura y sus bordes.
- La chispa o salpicaduras que genera.

Un buen procedimiento de soldadura está caracterizado por la poca presencia de porosidad, buena fusión y una terminación libre de grietas o resquebrajamientos.

El modelo elegido para soldar la estructura será una MILLER MILLERMATIC 350 SOLDADORA MIG.

Datos Técnicos

Dimensiones LargoxAnchoxAlto	10411x483x863 mm	Velocidad de alimentación de alambre	1.3-17.8 m/min
Alimentación	200/230/460, CV, trifásica V	Salida nominal corriente/voltaje/ciclo servicio	300A/32VDC/60%
Voltaje máx. de Circuito abierto	N/A V	Rango amps de soldar	25-400 Amps



MILLER MILLERMATIC 350 SOLDADORA MIG.

Se optó por este modelo por las características y por la buena relación calidad precio que tienen estos equipos.

El equipo MIG consta de:

- La fuente de potencia eléctrica que se encarga de suministrar la suficiente energía para poder fundir el electrodo en la pieza de trabajo. Son de tipo DC (corriente directa) con característica de salida de Voltaje Constante (CV).
- El Alimentador de alambre es el mecanismo que permite que el alambre llegue continuamente a través de la pistola hasta la zona donde se produce el arco de soldadura con la ayuda de un motor y unas ruedas impulsoras llamadas rodillos de alimentación. Los alimentadores pueden ser de Velocidad Constante o Sensores de Voltaje de Arco (Velocidad Variable).
- La pistola de soldadura, que se encarga de dirigir el electrodo de alambre, el gas protector y la corriente hacia la zona de soldadura. Pueden tener refrigeración natural (por aire) o refrigeración forzada (mediante agua). Algunas pistolas llevan incorporado un sistema de tracción constituido por unos pequeños rodillos que tiran del alambre, ayudando al sistema de alimentación. Otras, no disponen de este mecanismo de tracción, limitándose a recibir el alambre que viene empujado desde la unidad de alimentación. Las pistolas con sistema de tracción incorporado son adecuadas cuando se trabaja con alambres de pequeño diámetro o con materiales blandos como el aluminio y el magnesio.
- El cilindro de gas con regulador, contiene el gas a alta presión y está provisto de un regulador que permite medir el flujo gaseoso. Es útil para la adecuada protección del charco de soldadura.

7.1.1. Posiciones y secuencias de soldadura

Para comenzar se mencionan los puntos principales:

1. Para los espesores más pequeños, se deben evitar, en lo posible, las soldaduras con varias pasadas.
2. Hay que seguir las secuencias de soldadura apropiadas, ya que afectan en gran medida a la contracción, a las tensiones residuales y la deformación de una estructura soldada.

Dependiendo de la posición y la movilidad de los elementos estructurales, se muestran a continuación cuatro posiciones para soldar en nudos de perfiles tubulares estructurales, junto con las secuencias de soldadura.

1. Soldadura circular de 360°

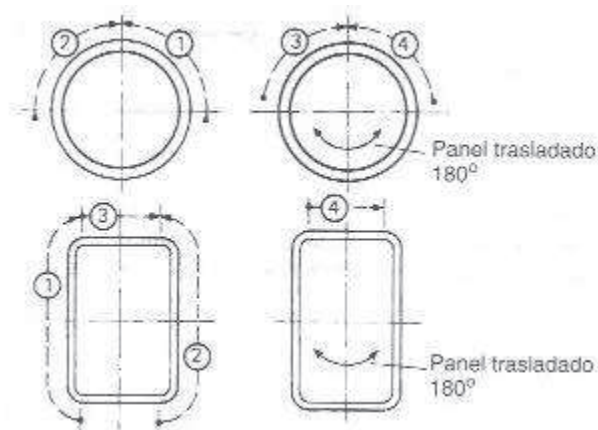
Se hace la soldadura hacia abajo (plana), mientras la sección gira 360°.



Soldadura circular de 360°.

2. Soldadura vertical ascendente de 180°.

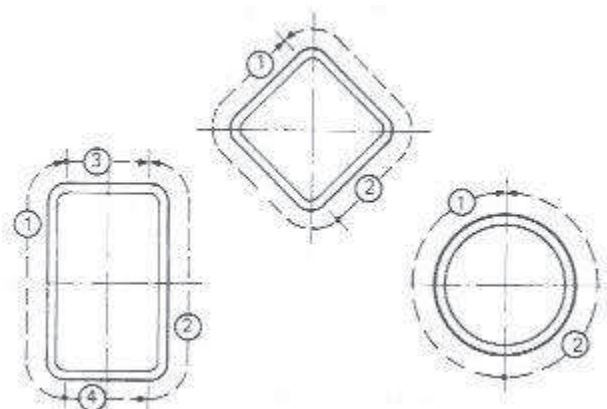
Todas las soldaduras se hacen en la parte superior y después el panel gira sobre sí mismo (180°) para completar la operación.



Soldadura vertical ascendente de 180°.

3. Soldadura vertical ascendente.

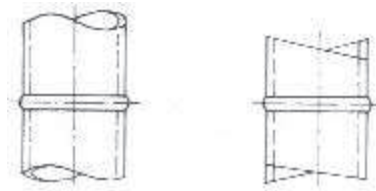
Los perfiles tubulares no se pueden mover.



Soldadura vertical ascendente.

4. Soldadura horizontal.

Esta posición es necesaria cuando las barras están en posición vertical y no se pueden mover. Si las barras se encuentran en posición horizontal, las soldaduras se hacen en posición vertical.



Soldadura horizontal.

7.1.2. Tipos de uniones soldadas

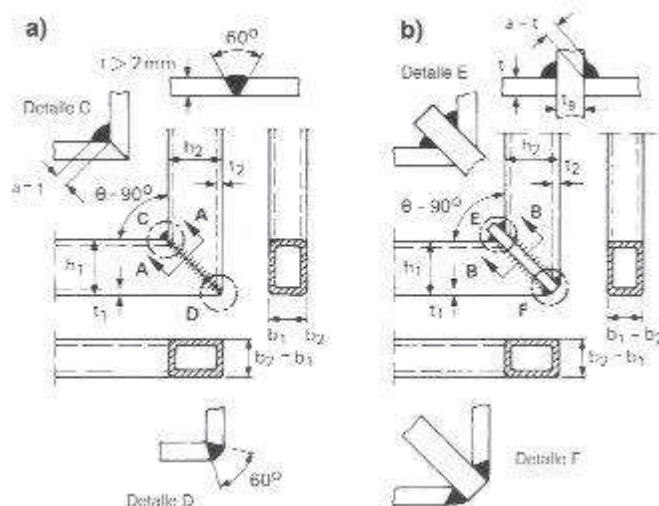
A continuación se explicarán los diferentes tipos de uniones soldadas dependiendo de la inclinación de los perfiles a soldar, respectivamente uno de lo otro.

1. Uniones soldadas en ángulo recto.

Hay dos tipos fundamentales de nudos soldados en ángulo recto (90° de inclinación):

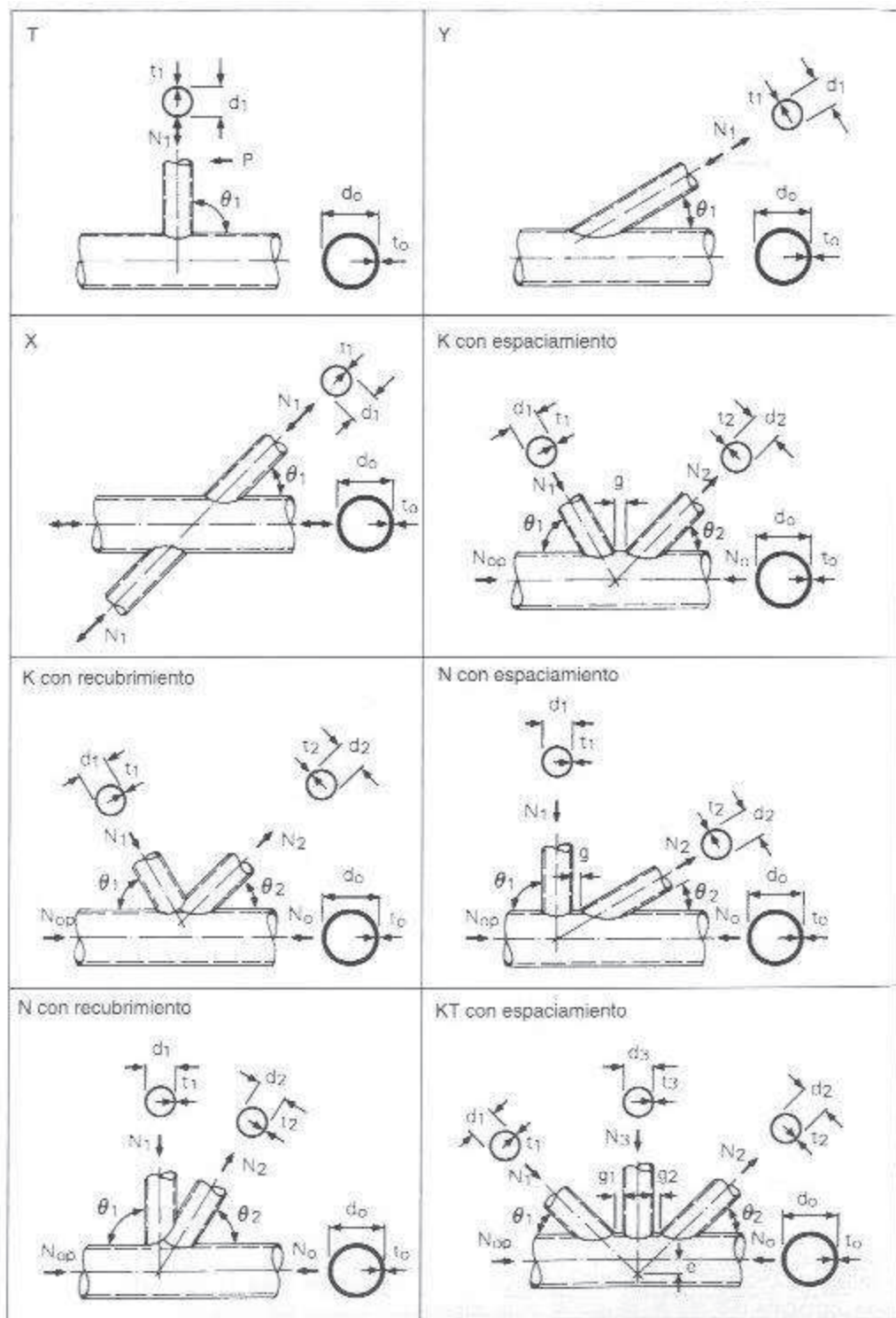
- Nudo en ángulo recto simple.
- Nudo en ángulo recto con una placa rigidizadora transversal.

Los nudos soldados en ángulo recto también se pueden hacer con perfiles tubulares circulares.



Nudos en ángulo recto.
 a) Sin rigidizadores. b) con placa rigidizadora.

2. Nudos de celosía con barras soldadas directamente



Los diferentes tipos de uniones soldadas planas.

Las principales configuraciones geométricas de nudos son:

- Nudos en T o en Y.
- Nudos en X.
- Nudos en N o K.
- Nudos en KT.

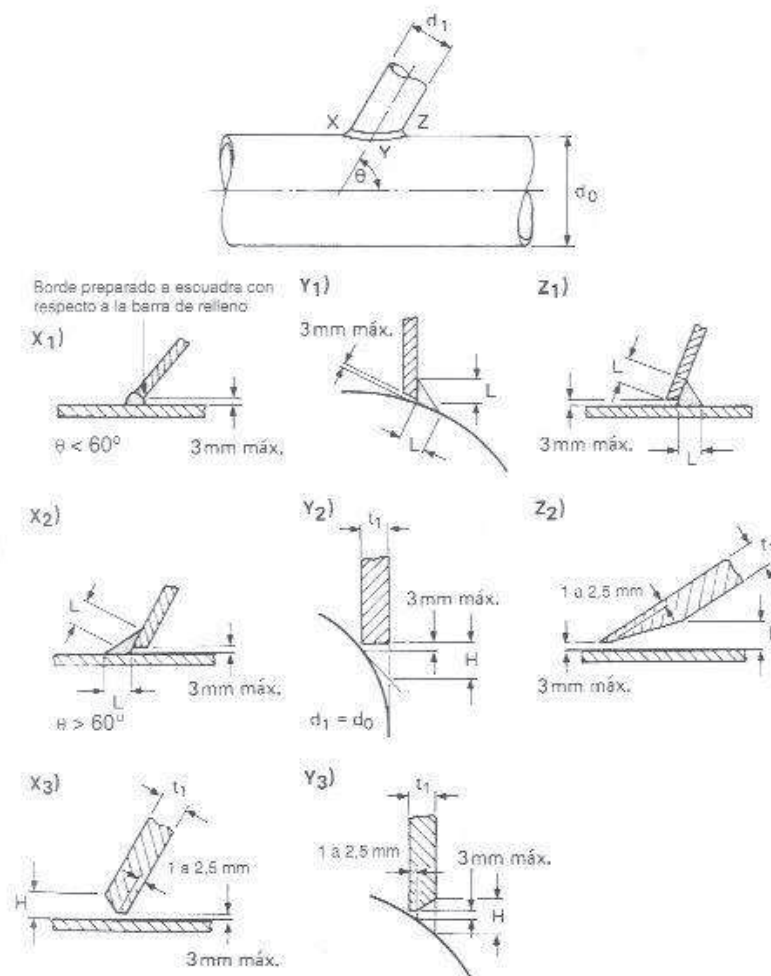
Se puede hacer otra clasificación más para los nudos en N, K y KT basándose en lo siguiente:

- Espaciamiento (separación) “g” entre los bordes de las barras de relleno (ignorando soldaduras).
- Recubrimiento (solape) parcial o total de las barras de relleno.

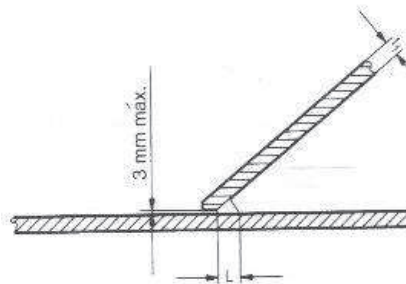
Normalmente, las barras de los nudos de celosía de perfiles tubulares se sueldan directamente entre ellas empleando soldaduras en ángulo y soldaduras a tope de penetración parcial o total. La selección del tipo de soldadura depende principalmente del ángulo de inclinación θ de la barra de relleno con respecto al cordón, así como del espesor de pared de la barra de relleno, el cual es, en general, inferior al espesor de pared del cordón.

Las uniones en los nudos de celosía de perfiles tubulares soldados directamente se hacen con soldadura en ángulo o una combinación de soldadura en ángulo y a tope.

La siguiente figura muestra las condiciones básicas para aplicar soldaduras en ángulo y a tope (con abertura de penetración total o parcial). Los detalles muestran el cambio del bisel de la soldadura al variar el ángulo de abertura punto a punto a lo largo del perímetro de la intersección. Con respecto a la punta de cumbre (punto X), el valle (punto Y) y el talón de cumbre (punto Z), predominan las siguientes condiciones:



Soldaduras en ángulo y a tope entre perfiles tubulares circulares en nudos de celosía.



Alternativa al detalle Z₂.

Cumbre

$\theta \leq 60^\circ$, todos los espesores:

$\theta > 60^\circ$, $t_1 < 8$ mm:

$t_1 \geq 8$ mm:

soldadura a tope (detalle X₁)

soldadura en ángulo (detalle X₂)

soldadura a tope (detalle X₃)

Valle

$t_1 < 8$ mm, d_1/d_0 o $b_1/b_0 \leq 0,85$:

$t_1 < 8$ mm, d_1/d_0 o $b_1/b_0 = 1,0$:

$t_1 \geq 8$ mm:

soldadura en ángulo (detalle Y₁)

soldadura en ángulo (detalle Y₂)

soldadura a tope (detalle Y₃)

Talón

$t_1 < 8$ mm:

$t_1 \geq 8$ mm:

soldadura en ángulo (detalle Z₁)

soldadura a tope (detalle Z₂)

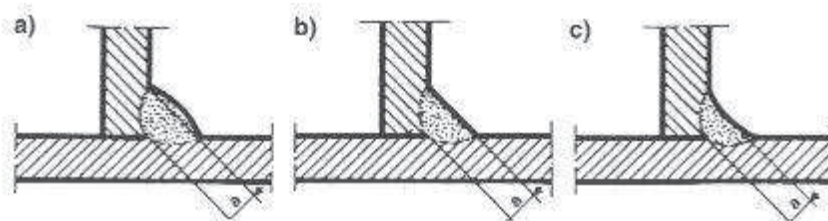
o soldadura en ángulo

Se recomienda que $\theta \geq 30^\circ$ para garantizar la adecuada penetración de la soldadura en la zona del talón. En una combinación de soldadura en ángulo y a tope, la transición debe ser continua y sin brusquedad.

La soldadura más frecuente es la soldadura en ángulo, cuya configuración puede ser convexa, plana o cóncava. El espesor de garganta “a” se describe mediante un triángulo isósceles.

El IIW (Instituto Internacional de Soldadura) propone $a \geq 1,1 t_1$ para S355 y $a \geq t_1$ para S235/275. El Eurocódigo 3 recomienda una serie de espesores de garganta para las soldaduras en ángulo según los tipos de acero.

Hay que mencionar aquí que una soldadura de tipo cóncavo produce un mejor comportamiento a fatiga debido a tener una transición más gradual de la soldadura al metal de base.

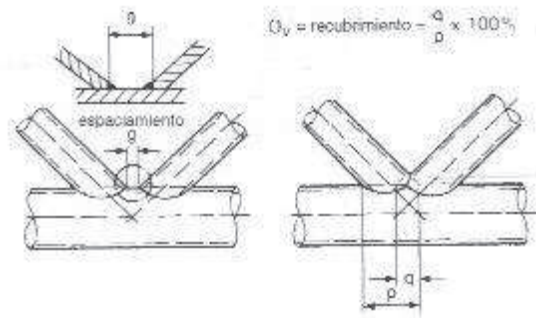


Formas de soldaduras en ángulo.

a) Convexa b) Plana c) Cóncava, que define el espesor de garganta “a”.

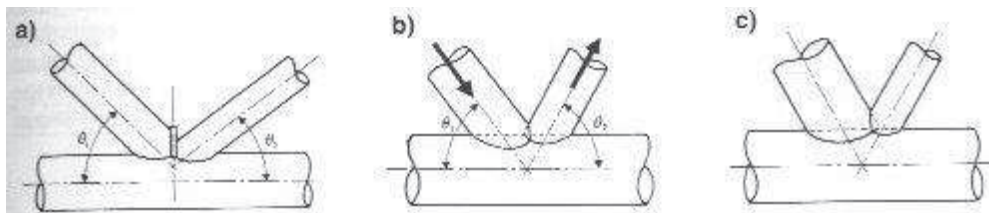
Desde el punto de vista de la economía de fabricación son preferibles las uniones con espaciamiento (en los casos de K, N, KT) a los nudos con recubrimiento parcial, puesto que las barras resultan más fáciles de preparar, ajustar y soldar.

Sin embargo, los nudos con recubrimiento total pueden proporcionar al nudo una mayor resistencia con una fabricación similar a la de los nudos con espaciamiento, aunque con menos tolerancia de ajuste.



Nudos K con

- a) Espaciamiento b) Recubrimiento parcial



Varios nudos de tipo K en CHS (tubos de sección circular) con recubrimiento parcial.

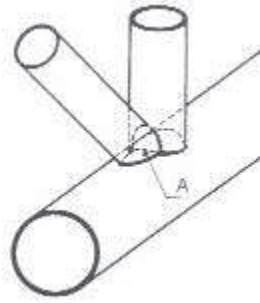
- Las dos barras de relleno se unen por soldadura a través de una placa intermedia (corte a escuadra para las barras de relleno de intersección).
- En el caso de que los diámetros y los espesores de pared de las dos barras de relleno sean iguales, primero se soldará la barra traccionada al cordón y después la barra comprimida cubrirá parcialmente la barra traccionada mediante soldadura (corte de la barra de relleno comprimida según dos perfiles).
- En el caso de que la diferencia entre los diámetros de las barras de relleno sea grande, primero se soldará la mayor al nudo y posteriormente la pequeña cubrirá la mayor (perfilado doble de la barra más pequeña).

Es preciso hacer un comentario especial sobre los nudos con recubrimiento parcial. En los talleres de fabricación, es habitual situar en posición las barras de una viga en celosía sobre un bastidor y puntearlas con soldadura. La soldadura final se lleva a cabo después en una operación aparte. Esta secuencia impide soldar la costura de la parte cubierta “A”. Sin embargo, los ensayos han mostrado que, por lo general, la resistencia del nudo no se ve afectada al excluir la soldadura de “A”.

No obstante, si las componentes verticales de la carga en las dos barras de relleno difieren en más de un 20%, entonces habrá que soldar dicha zona.

Los pasos de fabricación y la secuencia de soldadura se tienen que hacer de manera que las tensiones y las deformaciones residuales originadas por la soldadura se mantengan lo más bajas posible.

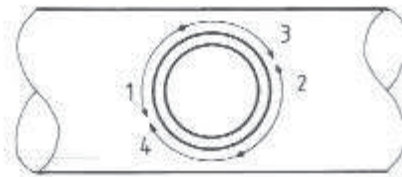
Ante todo, las tensiones residuales se pueden reducir eligiendo la secuencia de soldadura adecuada que permita la contracción libre. Por ejemplo, en las vigas en celosía la soldadura de las barras de relleno debe empezar desde el centro hacia afuera y hasta el extremo de las barras. Como consecuencia, se originan tensiones residuales en la soldadura antes que indeseables tensiones de tracción en la soldadura.



Soldadura de un nudo con recubrimiento parcial.

Se recomienda que la secuencia de soldadura se base en las siguientes directrices:

- Las posiciones de parada/comienzo no deben estar en la zona de la cresta ni en el valle en un nudo soldado de dos perfiles tubulares circulares, o cerca de ellas.
- La soldadura entre los perfiles tubulares debe hacerse en todo el perímetro con una misión estancadora, incluso si no es necesaria una longitud total como ésta por razones de resistencia.
- Se deben elegir las posiciones de parada/comienzo en soldaduras de una pasada de tal forma que se evite el paso por estas posiciones en una soldadura posterior. Sin embargo, pueden ser necesarias posiciones de pasada/comienzo intermedias, en la que la geometría de los nudos, es decir, los nudos recubiertos y reforzados, son tales que no se puede soldar de forma continua.



Secuencia de soldadura recomendada para nudos de perfiles circulares.

7.6.1. Inspección de soldaduras

Las soldaduras de las estructuras de acero se pueden comprobar mediante ensayos destructivos (sólo en laboratorio) o no destructivos. Desde el punto de vista económico, la extensión de las inspecciones debería ser mínima. Así pues, las soldaduras en ángulo son preferibles a las soldaduras a tope.

Los ensayos destructivos, que son los ensayos de tracción, de plegado, de resistencia frente al impacto, de dureza y de fatiga, se suelen hacer antes de empezar la soldadura final de una estructura. Estos ensayos también se llevan a cabo para comprobar la capacidad profesional de los soldadores. Los siguientes cinco métodos no destructivos pueden facilitar información concluyente con respecto a la calidad efectiva de la soldadura:

- Inspección visual.
- Ensayo con partículas magnéticas.
- Ensayo con líquidos penetrantes.
- Inspección ultrasónica.
- Inspección radiográfica mediante rayos X o γ .

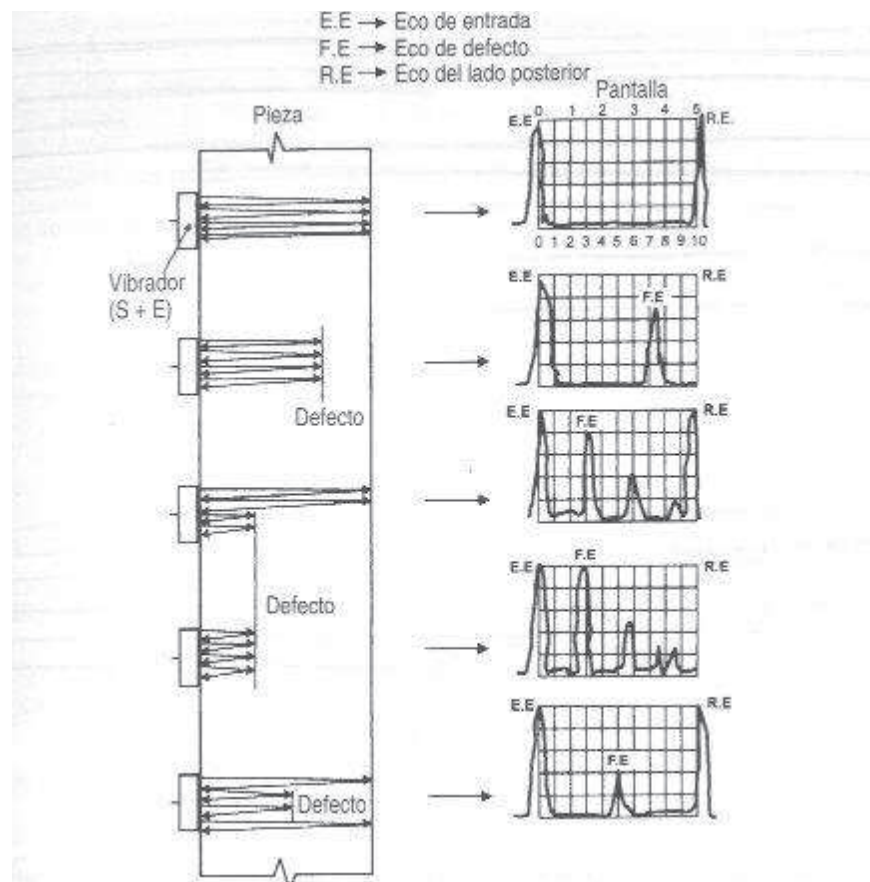
Es de importancia fundamental efectuar una detenida inspección visual de la costura de la soldadura, así como de la zona próxima a la soldadura, tanto antes como después de soldar. Por lo tanto, se recomienda comprobar la separación de la raíz entre las partes que hay que soldar, el ángulo de inclinación entre los elementos estructurales, la uniformidad en la preparación de los bordes de la soldadura, el ángulo de bisel, la distancia entre la alineación de las caras y la eliminación total de aceite, grasa, etc.

El ensayo con partículas magnéticas es un método rápido y práctico para descubrir los defectos superficiales como las pequeñas fisuras que, por supuesto, no son obviamente visibles. Este método se aplica principalmente para encontrar defectos de soldadura en las uniones de nudos, los cuales resultan difíciles de determinar con otros métodos. Se pulverizan finas partículas magnéticas en la superficie que hay que revisar, y se produce un flujo del campo magnético mediante una bobina o una horquilla magnética. Cuando una fisura distorsiona o produce una discontinuidad en el campo magnético, las partículas magnéticas anteriormente pulverizadas se alinean a lo largo de las fisuras indicando con claridad hasta las más finas de ellas (hasta 1/10000 mm). El registro de la medición se hace con fotografías.

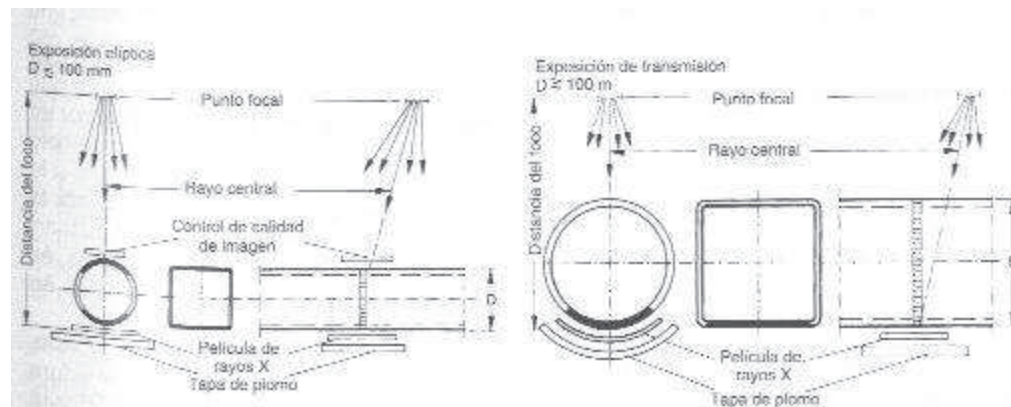
En la práctica, el examen de las soldaduras se limita generalmente a la inspección visual, para cuya realización se precisa de un inspector con experiencia que juzgue la calidad de la soldadura.



Fisuras detectadas mediante el ensayo con líquidos penetrantes.



Indicación de los defectos de soldadura en una pantalla.



Producción de películas de rayos X.

7.7. Embellecimiento y tratamiento superficial

Llegado a este punto se debió haber obtenido el chasis final, se habrá comprobado que todas las piezas encajan a la perfección y que las soldaduras están correctas y sin ningún fallo, se mandará el chasis a lacar en poliéster. Se ha optado por este proceso porque con ello se dota a la estructura tubular de una mejor resistencia a la corrosión y un mejor aspecto visual. Este proceso solo se le aplicará al chasis tubular para el caso de los trapecios se optará por otra opción que se explicará posteriormente.



Detalle del acabado del chasis de la pintura de poliéster en polvo (sin partículas de aluminio).

El proceso de lacado consiste previamente en la limpieza superficial de la estructura tubular mediante un baño ácido o alcalino (más habitual) para desengrasar y un posterior secado al horno. Más tarde se aplica una capa de óxido de cromo para mejorar significativamente la resistencia a la corrosión y dotar de una buena adherencia a la aplicación posterior de la capa de imprimación. Finalmente el chasis es introducido en un horno ($\approx 200^{\circ}\text{C}$), llamado de polimerización, finalizando así el proceso de lacado.

La pintura utilizada será poliéster en polvo, aplicada al chasis mediante pistolas electrostáticas, ésta puede llevar partículas de aluminio para dotar al chasis de un acabado metalizado.



Resultado del proceso de lacado con partículas de aluminio acabado metalizado en el chasis.

Se observó que en el mercado, existen otro tipo de pinturas; a base de resinas de fluoruros de polivinilideno, que garantizan una duración de hasta cinco veces más que las pinturas de poliéster en polvo, pero este tipo de pinturas resultan ser mucho más caras y dado el objetivo de reducir lo posible el presupuesto del proyecto y que la magnitud del prototipo no requiere de estas pinturas para cumplir con el objetivo de resistir a la corrosión natural; ya que las pinturas de poliéster en polvo cumplen con los requisitos de protección.

Se vio entonces el tratamiento de embellecimiento del chasis, a continuación se explicará de forma breve el tipo de tratamiento que se les aplicará a los trapecios del sistema de suspensión; el motivo de este tratamiento diferente es solo por motivos estéticos

y porque el presupuesto no tiene una variación significativa. La pintura utilizada será poliéster en polvo, aplicada antes al chasis mediante pistolas electrostáticas. Pero para el caso del chasis tendrá un acabado metalizado; para los trapecios el acabado elegido será de color rojo, aprovechando las capas ya aplicadas de imprimación y protección del chasis se seguirá el mismo proceso solo variando el acabado final.



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación :

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DISEÑO DE VEHÍCULO KARTING CON UN
SISTEMA DE SUSPENSIÓN

PRESUPUESTO

Alberto Santos Galdiano

José Sancho Rodríguez

Pamplona, 27 de Junio del 2012

ÍNDICE

ÍNDICE	1
1. INTRODUCCIÓN	2
2. ESTRUCTURA DE LOS CAPÍTULOS	2
3. PRESUPUESTO PARCIAL	3
4. PRESUPUESTO GENERAL	8

1. Introducción

Como objeto principal el presente presupuesto tiene como objetivo presentar en los números la realización del futuro vehículo, construcción y realización del proyecto.

Para conseguir un presupuesto lo más aproximado posible a la realidad se ha de tener en cuenta una premisa, este presupuesto se considera tan solo para la fabricación de un único prototipo, de manera que el coste representará únicamente la construcción de un prototipo y de los utillajes utilizados para la fabricación de forma medianamente artesanal.

El precio final puede parecer elevado debido a lo explicado anteriormente, dicho precio disminuiría si el vehículo fuese fabricado en serie, es lógico debido a que los costes de diseño se dividirían entre todos los vehículos construidos, así como las herramientas de construcción y las informáticas serían rentables y por tanto beneficiosas para la fabricación en serie.

El presente presupuesto se ha llevado a cabo de acuerdo con los planos del propio proyecto, así como el desarrollo de la memoria y los cálculos.

En cuanto a los materiales, la información relativa de los mismos, así como los precios unitarios de los mismos, ha sido obtenida de manuales y catálogos de los propios fabricantes o suministrador del material.

2. Estructura de los Capítulos

A continuación se muestran los capítulos en los cuales ha sido dividido el presente presupuesto para el proyecto,

1. Coste de Ingeniería.
2. Grupo Moto-propulsor.
3. Carrocería Plástica.
4. Sistema de Dirección.
5. Sistema de Frenos.
6. Sistema de Transmisión.
7. Consumibles.
8. Sistema de Refrigeración.
9. Varios.
10. Materiales.
11. Costes de Fabricación
12. Equipos Opcionales.

3. Presupuesto Parcial

Este apartado se podrá comprobar los presupuestos parciales por capítulo.

CAPÍTULO 1: COSTE DE INGENIERÍA				
UNIDAD	DESCRIPCIÓN	MEDICIÓN	PRECIO UNITARIO	IMPORTE
Infraestructura				
1.01	Amortización del Pc, Impresora, Programas informáticos.	- ud.	350.00 €	350.00 €
1.02	Materiales, Papel, Tinta, Electricidad,etc.	- ud.	400.00 €	400.00 €
Horas de Ingeniería				
1.03	Diseño.	100 h.	30 €/h	3,000.00 €
1.04	Cálculo y Análisis.	190 h.	30 €/h	5,700.00 €
1.05	Confección De Planos.	40 h.	30 €/h	1,200.00 €
TOTAL CAPÍTULO 1: COSTE DE DISEÑO				10,650.00 €

CAPÍTULO 2: GRUPO MOTOPROPULSOR				
UNIDAD	DESCRIPCIÓN	MEDICIÓN	PRECIO UNITARIO	IMPORTE
2.01	Motor Yamaha YZ 250.	1 ud.	1,250.00 €	1,250.00 €
2.02	Colector Escape Inoxidable.	1 ud.	84.90 €	84.90 €
2.03	Silencioso Escape KZ.	1 ud.	17.50 €	17.50 €
2.04	Soporte Escape Rotax.	1 ud.	37.80 €	37.80 €
2.05	Flexo Escape INOX	1 ud.	9.44 €	9.44 €
2.06	Funda Silicona Flexo Tubo Escape.	1 ud.	16.63 €	16.63 €
TOTAL CAPÍTULO 2: GRUPO MOTOPROPULSOR				1,416.27 €

CAPÍTULO 3: CARROCERÍA PLÁSTICA				
UNIDAD	DESCRIPCIÓN	MEDICIÓN	PRECIO UNITARIO	IMPORTE
3.01	Bridas Amarre Paragolpes Delantero.	1 ud.	35.40 €	35.40 €
3.02	Kit Adhesivos Carroceria.	1 ud.	80.20 €	80.20 €
3.03	Kit Fijación Paragolpes Trasero.	1 ud.	56.80 €	56.80 €
3.04	Parachoques Frontal Inferior.	1 ud.	18.90 €	18.90 €
3.05	Parachoques Frontal Superior.	1 ud.	63.80 €	63.80 €
3.06	Parachoques Lateral.	2 ud.	70.90 €	141.80 €
3.07	Paragolpes Plastico Trasero.	1 ud.	56.00 €	56.00 €
3.08	Placa Fijacion Spoiler Delantero.	1 ud.	5.90 €	5.90 €
3.09	PortaNumero Frontal New Age.	1 ud.	31.90 €	31.90 €
3.10	Spoiler Delantero New Age.	1 ud.	76.80 €	76.80 €
3.11	Spoiler Lateral New Age.	2 ud.	40.90 €	81.80 €
3.12	Spoiler Trasero New Age.	1 ud.	79.20 €	79.20 €
3.13	Asiento IMAF.	1 ud.	64.10 €	64.10 €
3.14	Muelle Parachoques Lateral.	1 ud.	5.90 €	5.90 €
TOTAL CAPÍTULO 3: CARROCERÍA PLÁSTICA				798.50 €

CAPÍTULO 4: SISTEMA DE DIRECCIÓN				
UNIDAD	DESCRIPCIÓN	MEDICIÓN	PRECIO UNITARIO	IMPORTE
4.01	Anillo Columna Direccion Aluminio	1 ud.	3.70 €	3.70 €
4.02	Buje Volante KZ Inclinado	1 ud.	40.05 €	40.05 €
4.03	Cojinete Para Columna Direccion	1 ud.	6.90 €	6.90 €
4.04	Cojinete Para Mangueta	2 ud.	2.60 €	5.20 €
4.05	Columna Dirección	1 ud.	33.05 €	33.05 €
4.06	Distancial Para Mangueta Direccion	2 ud.	2.20 €	4.40 €
4.07	Kit Excentricas	1 ud.	34.10 €	34.10 €
4.08	Mangueta Dirección y Frenos Delantero	2 ud.	80.90 €	161.80 €
4.09	Perno Mangueta Dirección	2 ud.	11.90 €	23.80 €
4.10	Rotula Varilla Direccion	2 ud.	7.20 €	14.40 €
4.11	Soporte Columna Dirección	1 ud.	3.60 €	3.60 €
4.12	Varilla Dirección Aluminio Hexagonal	2 ud.	7.10 €	14.20 €
4.13	Volante A.M.V	1 ud.	54.40 €	54.40 €
TOTAL CAPÍTULO 4: SISTEMA DE DIRECCIÓN				399.60 €

CAPÍTULO 5: SISTEMA DE FRENOS				
UNIDAD	DESCRIPCIÓN	MEDICIÓN	PRECIO UNITARIO	IMPORTE
5.01	Bomba de Frenos	1 ud.	58.60 €	58.60 €
5.02	Disco Freno Delantero	2 ud.	53.20 €	106.40 €
5.03	Disco Freno Trasero	1 ud.	59.10 €	59.10 €
5.04	Pastilla Freno Delantera	2 ud.	14.20 €	28.40 €
5.05	Pastilla Freno Trasera	1 ud.	14.20 €	14.20 €
5.06	Pinza Freno Delantera	2 ud.	93.95 €	187.90 €
5.07	Pinza Freno Trasera	1 ud.	118.70 €	118.70 €
5.08	Porta Discos	1 ud.	37.80 €	37.80 €
5.09	Repartidor de Frenada	1 ud.	39.20 €	39.20 €
5.10	Tubos Frenos Delanteros	1 ud.	74.40 €	74.40 €
5.11	Tubos Freno Trasero	1 ud.	42.60 €	42.60 €
TOTAL CAPÍTULO 5: SISTEMA DE FRENOS				767.30 €

CAPÍTULO 6: SISTEMA DE TRANSMISIÓN				
UNIDAD	DESCRIPCIÓN	MEDICIÓN	PRECIO UNITARIO	IMPORTE
Ejes				
6.01	Eje Negro Duro \varnothing 20 mm.	1 ud.	72.10 €	72.10 €
6.02	Chaveta Para Eje	1 ud.	3.60 €	3.60 €
6.03	Porta Coronas	1 ud.	40.20 €	40.20 €
6.04	Porta Rodamientos Eje	1 ud.	28.60 €	28.60 €
6.05	Junta Cardan Arrowmax	2 ud.	8.90 €	17.80 €
6.06	Refuerzo Para Eje	1 ud.	16.75 €	16.75 €
6.07	Rodamiento Para Eje	2 ud.	11.60 €	23.20 €
Bujes				
6.07	Bujes Delanteros	2 ud.	31.60 €	63.20 €
6.08	Bujes Traseros	2 ud.	26.00 €	52.00 €
Cambio/Gas				
6.09	Pedal Aluminio Anodizado Completa	2 ud.	34.90 €	69.80 €
6.10	Leva de Embrague Aluminio KZ	1 ud.	25.40 €	25.40 €
6.11	Palanca Cambio KZ	1 ud.	57.90 €	57.90 €
6.12	Pomo Leva Cambio KZ	1 ud.	11.90 €	11.90 €
6.13	Apoyapiés Competición TECNO	1 ud.	43.19 €	43.19 €
6.14	Disco de embrague IAME	1 ud.	49.90 €	49.90 €
Neumático/Llanta				
6.15	Neumatico SAVA 10x4,50 - 5	2 ud.	29.67 €	59.34 €
6.16	Neumatico SAVA 11x7,10 - 5	2 ud.	35.47 €	70.94 €
6.17	Llanta Aluminio Delantera	2 ud.	28.90 €	57.80 €
6.18	Llanta Aluminio Trasera	2 ud.	36.00 €	72.00 €
TOTAL CAPÍTULO 6: SISTEMA DE TRANSMISIÓN				817.82 €

CAPÍTULO 7: CONSUMIBLES				
UNIDAD	DESCRIPCIÓN	MEDICIÓN	PRECIO UNITARIO	IMPORTE
7.01	Cubre Filtro Aire para Lluvia	1 ud.	15.00 €	15.00 €
7.02	Filtro Aire Freeline D30	1 ud.	79.00 €	79.00 €
7.03	Filtro Gasolina Grande	1 ud.	4.00 €	4.00 €
7.04	Tubo para Filtro Aire	1 ud.	3.60 €	3.60 €
7.05	Batería YUASA NP7-12 12V 7/Ah.	1 ud.	32.60 €	32.60 €
7.06	Bujías Denso	1 ud.	20.00 €	20.00 €
7.07	Cable Freno, Terminal a Barril	1 ud.	4.70 €	4.70 €
7.08	Cable Para Acelerador	1 ud.	1.00 €	1.00 €
7.09	Cadena DID HTM	1 ud.	30.60 €	30.60 €
7.10	Corona Aluminio Anodizada	1 ud.	12.50 €	12.50 €
7.11	Correa Bomba Agua	1 ud.	1.10 €	1.10 €
7.12	Cubre Cadena	1 ud.	2.60 €	2.60 €
7.13	Funda Acelerador HI-TECH.	1 ud.	1.60 €	1.60 €
7.14	Soporte	1 ud.	3.50 €	3.50 €
7.15	Aceite LEXOIL Sintético V-MAX 1 lt.	2 ud.	24.80 €	49.60 €
7.16	Anticongelante Refrigerante CASTROL Macoolant 1 lt.	3 ud.	3.33 €	9.99 €
7.17	Grasa Cadena FIMO Especial	1 ud.	11.20 €	11.20 €
7.18	Líquido Para Frenos Motul DOT 4 0,5 lt.	1 ud.	6.70 €	6.70 €
7.19	Spray Cadena FIMO	1 ud.	10.00 €	10.00 €
7.20	Spray Desengrasador FIMO	1 ud.	10.20 €	10.20 €
TOTAL CAPÍTULO 7: CONSUMIBLES				309.49 €

CAPÍTULO 8: SISTEMA DE REFRIGERACIÓN				
UNIDAD	DESCRIPCIÓN	MEDICIÓN	PRECIO UNITARIO	IMPORTE
Radiador				
8.01	Radiador LEMON Aluminio 320x140x32	1 ud.	90.50 €	90.50 €
8.02	Soporte Radiador	1 ud.	29.45 €	29.45 €
8.03	Silenbloc Radiador	1 ud.	2.95 €	2.95 €
8.04	Tubo Refrigeración	1 ud.	19.72 €	19.72 €
Bomba				
8.05	Bomba de Agua Completa en Aluminio	1 ud.	23.60 €	23.60 €
8.06	Válvula Termostática Completa	1 ud.	45.70 €	45.70 €
8.07	Soporte Bomba de Agua	1 ud.	18.32 €	18.32 €
8.08	Polea Eje NYLON	1 ud.	7.08 €	7.08 €
8.09	Correa Bomba de Agua	1 ud.	1.42 €	1.42 €
8.10	Brida Tubo de Agua	1 ud.	1.50 €	1.50 €
TOTAL CAPÍTULO 8: SISTEMA DE REFRIGERACIÓN				240.24 €

CAPÍTULO 9: VARIOS				
UNIDAD	DESCRIPCIÓN	MEDICIÓN	PRECIO UNITARIO	IMPORTE
9.01	Deposito 18 lt. Con pendulo y retorno	1 ud.	34.00 €	34.00 €
9.02	Fijación Para Deposito	1 ud.	3.90 €	3.90 €
9.03	Tapon Top Deposito	1 ud.	5.90 €	5.90 €
9.04	Amortiguador Öhlins HO888 Resorte 21040-44Y	2 ud.	690.99 €	1,381.98 €
9.05	Amortiguador Öhlins HO888 Resorte 21040-54Y	2 ud.	790.99 €	1,581.98 €
9.06	Mangueta trasera	2 ud.	49.99 €	99.98 €
9.07	Push-Rod	1 ud.	37.00 €	37.00 €
9.08	Tomillería	1 ud.	30.00 €	30.00 €
9.09	Esparrago para buje	16 ud.	1.00 €	16.00 €
9.10	Prisionero Cable acelerador	1 ud.	0.40 €	0.40 €
9.11	Prisionero Cable Freno/Embrague	2 ud.	0.30 €	0.60 €
TOTAL CAPÍTULO 9: VARIOS				3,191.74 €

CAPÍTULO 10: MATERIALES				
UNIDAD	DESCRIPCIÓN	MEDICIÓN	PRECIO UNITARIO	IMPORTE
10.01	Estructura Tubular Ø25 x 3 mm. Acero S355	78 ud.	2.04 €	159.12 €
10.02	Diagonal Reenvío Ø15 x 1,5 mm. Acero S355	2 ud.	1.80 €	3.60 €
10.03	Trapezio Suspensión Delantero Acero S355	8 ud.	2.04 €	16.32 €
10.04	Trapezio Suspensión Trasero Acero S355	12 ud.	2.04 €	24.48 €
TOTAL CAPÍTULO 10: MATERIALES				203.52 €

CAPÍTULO 11: COSTES DE FABRICACIÓN				
UNIDAD	DESCRIPCIÓN	MEDICIÓN	PRECIO UNITARIO	IMPORTE
Horas de Taller				
11.01	Corte y preparación de tubos	20 h.	25 €/h	500.00 €
11.02	Corte para los perfiles de unión	20 h.	25 €/h	500.00 €
11.03	Curvado de tubos	15 h.	20 €/h	300.00 €
11.04	Soldadura de las uniones	10 h.	25 €/h	250.00 €
11.05	Preparación de Superficies, Imprimación y Pintura	10 h.	20 €/h	200.00 €
11.06	Ensamblaje Final	15 h.	15 €/h	225.00 €
TOTAL CAPÍTULO 11: COSTES DE FABRICACIÓN				1,725.00 €

4. Presupuesto General

En este apartado se suma el total de todos los capítulos del presupuesto parcial y se obtiene el presupuesto general del vehículo, su fabricación y diseño.

RESUMEN CAPÍTULOS		
		TOTALES
CAPÍTULO 1	COSTE DE INGENIERÍA	10,650.00 €
CAPÍTULO 2	GRUPO MOTOPROPULSOR	1,416.27 €
CAPÍTULO 3	CARROCERÍA PLÁSTICA	798.50 €
CAPÍTULO 4	SISTEMA DE DIRECCIÓN	399.60 €
CAPÍTULO 5	SISTEMA DE FRENOS	767.30 €
CAPÍTULO 6	SISTEMA DE TRANSMISIÓN	817.82 €
CAPÍTULO 7	CONSUMIBLES	309.49 €
CAPÍTULO 8	SISTEMA DE REFRIGERACIÓN	240.24 €
CAPÍTULO 9	VARIOS	3,191.74 €
CAPÍTULO 10	MATERIALES	203.52 €
CAPÍTULO 11	COSTE DE FABRICACIÓN	1,725.00 €
PRESUPUESTO TOTAL SIN I.V.A		20,519.48 €
PRESUPUESTO VEHÍCULO PROTOTIPO (18 % I.V.A)		24,212.99 €

El presupuesto total, teniendo en cuenta el % en I.V.A., para la construcción del vehículo es de 24,212.99 € (veinticuatro mil doscientos doce euros con noventa y nueve céntimos).

Según el tipo de vehículo diseñado es necesaria la competición un equipamiento del piloto para su seguridad y confort durante la carrera.

Se muestra a continuación el desglose de un presupuesto opcional referido al equipamiento del piloto para la competición.

PRESUPUESTO EQUIPOS OPCIONALES				
CAPÍTULO 12: EQUIPAMIENTO PILOTO				
UNIDAD	DESCRIPCIÓN	MEDICIÓN	PRECIO UNITARIO	IMPORTE
10.01	Botas ARROXX	1 ud.	49.00 €	49.00 €
10.02	Casco MT	1 ud.	218.30 €	218.30 €
10.03	SotoCasco ARROXX	1 ud.	2.00 €	2.00 €
10.04	Guantes ARROXX	1 ud.	15.00 €	15.00 €
10.05	Mono Impermeable Transparente	1 ud.	89.00 €	89.00 €
10.06	Mono ARROXX Homologado	1 ud.	105.00 €	105.00 €
10.07	Mono Semi-Ignifugo	1 ud.	109.00 €	109.00 €
10.08	Protector Cervical HANS	1 ud.	395.95 €	395.95 €
10.09	Costillar Rigido ARROXX Top Q	1 ud.	79.00 €	79.00 €
10.10	Protector Codo Aluminio	1 ud.	16.00 €	16.00 €
10.11	Protector Rodillas ALPINESTARS	1 ud.	16.91 €	16.91 €
TOTAL CAPÍTULO 12: EQUIPAMIENTO PILOTO				1,095.16 €

27 de Junio del 2012

FIRMA



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación :

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DISEÑO DE VEHÍCULO KARTING CON UN
SISTEMA DE SUSPENSIÓN

BIBLIOGRAFÍA

Alberto Santos Galdiano

José Sancho Rodríguez

Pamplona, 27 de Junio del 2012

ÍNDICE

ÍNDICE	1
1. LIBROS	2
2. PÁGINAS WEBS	2
3. DOCUMENTOS CONSULTADOS	3

1. LIBROS

- Título: Enciclopedia Salvat del Automóvil
Autor: Jesús Mosterin – Jaime Viñals
- Título: Race car vehicle dynamics
Autores: William F. Milliken and Douglas L. Milliken
- Título: Diseño de Máquinas (Ingeniería técnica Industrial)
Autor: Apuntes preparados por Virginia Badiola Urquiola
- Título: Tema Suspensiones (Ingeniería Industrial)
Autor: Apuntes preparados por José Sancho
- Título: Manual on design and applicatio of helical and spiral springs
Autor: Society of Automotive Engineers
- Título: Racing chassis and suspension design
Autor: Carrol Smith
- Título: Soldadura eléctrica y sistemas T.I.G. y M.A.G.
Autor: José M^a Rivas Arias.
- Título: Fundamentals of vehicle dynamics
Autor: Thomas D. Gillespie
- Título: Ingeniería del automóvil. Sistemas y comportamiento dinámico
Autores: Pablo Luque, Daniel Álvarez, Carlos Vera.

2. PÁGINAS WEBS

- <http://www.rfeda.es/>
- <http://www.muchocatia.es/Normas/IndiceN.html>
- <http://www.todokarts.com/>
- <http://www.mssoftware.com/>
- <http://www.skracing.es/>
- <http://www.forocoches.com/>
- <http://www.superkart.org.uk/>

- <http://www.fia.com/en-GB/Pages/HomePage.aspx>
- <http://www.aenor.es/aenor/inicio/home/home.asp>
- <http://www.250superkarts.com/>
- <http://www.mercadoracing.org/>
- <http://www.hrgsuspensiones.com/>
- <http://www.cikfia.com/home.html>

3. DOCUMENTOS CONSULTADOS

- Código Técnico de la Edificación. Documento Básico Seguridad Estructural Acero DB-SE-A.
- Catálogo Öhlins 2011.
- Catálogo Tubo Estructural. Grupo Condesa.
- Catálogo SAVA Neumáticos.
- Archivos Normas AENOR.

27 de Junio del 2012

FIRMA