

Universidad Carlos III de Madrid

Escuela Politécnica Superior



Proyecto de Fin de Carrera:

**“Diseño y análisis de un chasis  
de kart de competición”**

Autor: Diego Sebastián Aguado

Director: Cristina Castejón Sisamón

Tutor: Cristina Castejón Sisamón



# Índice.

---

Índice de figuras.....	6
Agradecimientos.....	11
Lista de acrónimos.....	12
Capítulo 1: Objetivos y motivaciones del proyecto.....	13
Capítulo 2: Introducción.....	14
2.1 Historia del karting y situación actual en España.....	14
2.2 Partes de un kart.....	17
2.2.1 Motor.....	17
2.2.2 Ruedas y neumáticos.....	19
2.2.3 Sistema de frenos.....	21
2.2.4 Sistema de dirección.....	22
2.2.5 Sistema de transmisión.....	23
2.2.6 Chasis.....	25
2.2.7 Elementos de seguridad.....	27
2.2.8 Carrocería o carenado.....	28
2.3 Equipo de seguridad del piloto.....	30
2.3.1 Casco.....	30
2.3.2 Sotocasco.....	31
2.3.3 Protector de cuello o collarín.....	31
2.3.4 Mono.....	32
2.3.5 Costillar.....	32
2.3.6 Guantes y botas.....	33
Capítulo 3: Normativa aplicada.....	34
3.1 Reglamento Técnico General de la RFEDA.....	35
3.1.1 Definiciones.....	35



3.1.2 Prescripciones generales.....	36
3.1.3 Métodos de verificación y control.....	37
3.2 Reglamento Técnico Específico de la RFEDA (KF2).....	38
3.3 Dibujos Técnicos.....	39
3.4 Reglamento de Homologación CIK-FIA.....	40
3.5 Reglamento Técnico CIK-FIA.....	42
Capítulo 4: Diseño del chasis.....	43
4.1 Consideraciones generales.....	44
4.1.1 Rigidez del chasis.....	44
4.1.2 Peso y su distribución.....	46
4.1.3 Costes.....	47
4.2 Geometría básica.....	48
4.3 Tubos y material de los mismos.....	49
4.4 Condición de Ackerman.....	50
4.5 Ángulo de caída (camber).....	52
4.6 Ángulo de convergencia.....	54
4.7 Ángulo de salida.....	56
4.8 Avance.....	57
4.9 Efecto del diferencial.....	59
Capítulo 5: Modelado del chasis.....	60
5.1 Introducción al modelado con PTC Creo.....	60
5.2 Modelado del esqueleto básico.....	61
5.3 Modelado de tubos (funciones sólidas).....	63
5.4 Modelado del apoyo del eje trasero.....	69
5.5 Modelado del soporte de la mangueta.....	73
5.6 Montaje de los componentes.....	77



Capítulo 6: Análisis mediante elementos finitos.....	84
6.1 Fundamento del método.....	85
6.2 Tipos de análisis mediante elementos finitos y convergencia.....	87
6.3 Pasos a seguir en la aplicación Simulate.....	89
6.4 Consideraciones sobre las pruebas a realizar.....	90
6.4.1 Material y sus propiedades.....	90
6.4.2 Modelización de las cargas y obtención de aceleraciones.....	91
6.4.3 Modelización de masas.....	92
6.5 Prueba de aceleración.....	100
6.6 Prueba de frenada.....	101
6.7 Prueba de paso por curva.....	102
6.8 Prueba de rigidez a torsión.....	103
6.9 Análisis modal.....	105
Capítulo 7: Resultados.....	107
7.1 Resultados de la prueba de aceleración.....	108
7.2 Resultados de la prueba de frenada.....	110
7.3 Resultados de la prueba de paso por curva.....	112
7.4 Resultados de la prueba de rigidez a torsión.....	117
7.5 Resultados del análisis modal.....	119
7.6 Resultados finales.....	123
7.7 Conclusiones sobre los resultados.....	125
Capítulo 8: Aspectos de fabricación.....	126
8.1 Conformado del acero.....	127
8.1.1 Conformado en caliente.....	127
8.1.2 Conformado en frío.....	127
8.2 Obtención de los tubos.....	128



8.2.1 Tubo estirado sin soldadura.....	128
8.2.2 Tubo con soldadura longitudinal.....	128
8.2.3 Tubo con soldadura helicoidal.....	128
8.3 Corte del material.....	129
8.4 Curvado de tubos.....	130
8.5 Aspectos sobre la soldadura.....	131
8.5.1 Soldadura por arco con electrodo revestido.....	131
8.5.2 Soldadura por arco bajo gas protector y electrodo consumible....	131
8.5.3 Soldadura con núcleo de fundente.....	132
8.5.4 Punteado de la soldadura.....	133
8.5.5 Tratamientos térmicos previos y posteriores a la soldadura.....	134
Capítulo 9: Presupuesto.....	135
9.1 Consideraciones sobre el presupuesto.....	135
9.2 Presupuesto desglosado.....	136
Capítulo 10: Conclusiones y trabajos futuros.....	137
10.1 Conclusiones.....	137
10.2 Trabajos futuros.....	138
Capítulo 11: Referencias.....	139
11.1 Bibliografía.....	139
11.2 Sitios web.....	140
ANEXO I: Planos.	
ANEXO II: Normativas	
ANEXO III: Catálogo Tuflesa	



# Índice de figuras.

Fig_1: Kart de competición.....	14
Fig_2: Logo RFEDA [2].....	15
Fig_3: Motor de 2 tiempos.....	17
Fig_4: Motor de kart.....	17
Fig_5: Ruedas de kart.....	19
Fig_6: Estructura de un neumático.....	20
Fig_7: Freno de disco delantero.....	21
Fig_8: Freno de disco trasero.....	21
Fig_9: Mecanismo de dirección.....	22
Fig_10: Partes del mecanismo de dirección.....	23
Fig_11: Transmisión por cadena.....	23
Fig_12: Embrague centrífugo.....	24
Fig_13: Caja de cambios.....	24
Fig_14: Chasis [6].....	25
Fig_15: Kart en conjunto.....	26
Fig_16: Paragolpes [6].....	27
Fig_17: Protector ruedas traseras [6].....	27
Fig_18: Carrocería [6].....	29
Fig_19: Carenado de un kart [3].....	29
Fig_20: Casco.....	30
Fig_21: Sotocasco.....	31
Fig_22: Collarín de karting.....	32
Fig_23: Mono de karting.....	32
Fig_24: Costillar.....	32
Fig_25: Guantes.....	33
Fig_26: Botas.....	33
Fig_27: Chasis bastidor y piezas del chasis [6].....	35



Fig_28: Logo CIK-FIA.....	40
Fig_29: Solicitaciones verticales estáticas sobre el chasis [IV].....	44
Fig_30: Momento de inercia de una sección tubular.....	45
Fig_31: Cargas que producen torsión en el chasis [IV].....	45
Fig_32: Transferencia de carga lateral en curva, efecto de la altura del cdg [IV].....	46
Fig_33: Geometría básica del chasis y despiece [9].....	48
Fig_34: Condición de Ackerman en un kart [V].....	50
Fig_35: Condición de Ackerman .....	51
Fig_36: Cuadrilátero articulado de Jeantaud .....	51
Fig_37: Ángulo de caída [10].....	52
Fig_38: Criterio de signos para el ángulo de caída [10].....	52
Fig_39: Criterio de signos para el ángulo de convergencia [10] .....	54
Fig_40: Cono de prolongación de la mangueta [10].....	54
Fig_41: Expresión matemática de $A_v$ [10].....	55
Fig_42: Ángulo de salida y sus efectos sobre la orientación de las ruedas [10].....	56
Fig_43: Ángulo de avance y sus efectos sobre la orientación de las ruedas [10].....	57
Fig_44: PTC Creo, the product development company.....	60
Fig_45: Nuevo, pieza, sólido.....	61
Fig_46: Funciones de referencia y función esbozo.....	61
Fig_47: Uso de función esbozo.....	62
Fig_48: Geometría básica del chasis.....	62
Fig_49: Barrido de diámetro externo.....	64
Fig_50: Revolución en la unión de los tubos.....	64
Fig_51: Barrido de diámetro interno.....	65
Fig_52: Extrusión para apoyo de la columna de dirección.....	66
Fig_53: Taladro en el apoyo de la columna de dirección.....	66
Fig_54: Extrusión para apoyar la mangueta (ángulo de salida).....	67
Fig_55: Redondeo en tubos doblados.....	68
Fig_56: Plano de referencia del avance.....	68
Fig_57: Extrusión principal del apoyo del eje.....	69



Fig_58: Aumento de espesor.....	70
Fig_59: Taladro apoyo.....	70
Fig_60: Extrusión de retirada de material.....	71
Fig_61: Redondeo de aristas.....	71
Fig_62: Extrusión de retirada de material apoyo sobre tubo.....	72
Fig_63: Extrusión para crear la geometría básica del soporte de la mangueta.....	73
Fig_64: Aumento de espesor soporte de mangueta.....	74
Fig_65: Taladro soporte de mangueta.....	74
Fig_66: Uso de redondeo sobre las alas del soporte.....	75
Fig_67: Redondeo en las aristas del soporte.....	75
Fig_68: Eje y punto para el posicionamiento.....	76
Fig_69: Cuerpo principal del chasis.....	77
Fig_70: Apoyo del eje trasero.....	77
Fig_71: Soporte de la mangueta.....	78
Fig_72: Nuevo conjunto.....	78
Fig_73: Herramienta montar.....	79
Fig_74: Posicionamiento por defecto.....	79
Fig_75: Restricción coincidente (1) apoyo eje trasero.....	80
Fig_76: Restricción coincidente (2) apoyo eje trasero.....	80
Fig_77: Restricción paralelo apoyo eje trasero.....	81
Fig_78: Restricción coincidente (1) soporte de mangueta.....	81
Fig_79: Restricción coincidente (2) soporte de mangueta.....	82
Fig_80: Restricción paralelo soporte de mangueta.....	82
Fig_81: Chasis completo.....	83
Fig_82: Comparativa FEA y GEA [VII].....	88
Fig_83: Creación del acero en Simulate.....	91
Fig_84: Valores de aceleración de un kart.....	92
Fig_85: Motor simplificado .....	93
Fig_86: Eje simplificado .....	94
Fig_87: Depósito simplificado.....	94



Fig_88: Columna y volante simplificados .....	95
Fig_89: Radiador simplificado.....	96
Fig_90: Masas asientos.....	96
Fig_91: Asiento simplificado.....	96
Fig_92: Maniquí y cdg piloto.....	97
Fig_93: Cdg del piloto sentado.....	98
Fig_94: Montaje del kart y elementos simplificados.....	98
Fig_95: Prueba de aceleración, solicitaciones y restricciones.....	100
Fig_96: Prueba de frenada, solicitaciones y restricciones.....	101
Fig_97: Prueba de paso por curva, solicitaciones y restricciones.....	102
Fig_98: Monoplaza pasando por un piano.....	103
Fig_99: Prueba de rigidez a torsión.....	104
Fig_100: Chasis sometido a análisis modal.....	106
Fig_101: Tensión de von Mises, aceleración.....	108
Fig_102: Desplazamientos, aceleración.....	109
Fig_103: Tensión de von Mises, frenada.....	110
Fig_104: Desplazamientos, frenada.....	111
Fig_105: Tensiones, curva a derechas.....	112
Fig_106: Tensión que supera el límite elástico.....	113
Fig_107: Tensión después del cambio introducido.....	113
Fig_108: Tensión, curva a izquierdas después del cambio.....	114
Fig_109: Tensión, curva a derechas después del cambio.....	114
Fig_110: Desplazamientos, curva a derechas.....	115
Fig_111: Desplazamientos, curva a izquierdas.....	116
Fig_112: Desplazamientos verticales, rigidez a torsión.....	118
Fig_113: Modo 7, chasis libre.....	119
Fig_114: Modo 8, chasis libre.....	119
Fig_115: Modo 9, chasis libre.....	120
Fig_116: Modo 10, chasis libre.....	120
Fig_117: Modo 1, chasis con restricciones.....	121



Fig_118: Modo 2, chasis con restricciones.....	121
Fig_119: Modo 3, chasis con restricciones.....	122
Fig_120: Modo 4, chasis con restricciones.....	122
Fig_121: Longitudes de las secciones del chasis.....	126
Fig_122: Tubo con soldadura longitudinal.....	128
Fig_123: Tubo con soldadura helicoidal.....	128
Fig_124: Preparación de tubos con cortes planos.....	129
Fig_125: Curvadora hidráulica manual.....	130
Fig_126: Curvadora de rodillos.....	130
Fig_127: Soldadura por arco manual con electrodo revestido.....	131
Fig_128: Soldadura por arco bajo gas protector con electrodo consumible.....	131
Fig_129: Soldadura por arco con núcleo de fundente.....	133



## Agradecimientos.

---

He de agradecer profundamente a mis padres toda la confianza depositada en mi persona a lo largo de tantos años, así como todo el esfuerzo realizado durante toda mi educación y por supuesto durante los años de carrera universitaria. También cabe mencionar el agradecimiento a toda mi familia por haberme ayudado y dado ánimos desde el principio hasta el final.

También agradecer a mi tutora Cristina Castejón la ayuda prestada, sin la cual la realización de este PFC no habría sido posible, así como su labor docente en las asignaturas de Teoría de Máquinas y Mecanismos y de Elementos de Máquinas.

Me gustaría por último mencionar el nombre de José Ignacio Nogueira, el que fue director de la carrera de Ingeniería Industrial hace algún tiempo, que desde mi punto de vista, nos ha enseñado sobre la ingeniería esos intangibles que no están en los libros, y ha tratado de despertar siempre en sus alumnos un optimismo y confianza en uno mismo que estoy seguro de que nos ha ayudado y ayudará durante nuestras carreras profesionales.

A todos vosotros, solo decir: GRACIAS.



## Lista de acrónimos.

---

PFC: Proyecto Fin de Carrera

RFEDA: Real Federación Española De Automovilismo

CIK: Commission Internationale de Karting

FIA: Fédération Internationale de l'Automobile

CAD: Computer Aided Design

CAE: Computer Aided Engineering

MEF: Método de los Elementos Finitos

F1: Formula 1

HANS: Head And Neck Support

CIR: Centro instantáneo de rotación

CAE: Computer Aided Engineering

FEA: Finite Element Analysis

GEA: Geometric Element Analysis

SMAW: Shielded Metal Arc Welding

MMA: Manual Metal Arc

GMAW: Gas Metal Arc Welding

MIG: Metal Inert Gas

MAG: Metal Active Gas

FCAW: Flux Cored Arc Welding



# CAPÍTULO 1: Objetivos y motivaciones del proyecto.

---

El **objetivo** del presente PFC es el diseño y análisis de un chasis de competición de kart para la categoría KF2 siguiendo la reglamentación técnica de la Real Federación Española De Automovilismo (RFEDA), la cual especifica que los chasis para sus competiciones deben obtener la homologación CIK-FIA.

- Para la parte de **diseño** del chasis se optará por una geometría convencional y se modelará mediante un programa CAD, en este caso se utilizará el PTC Creo. Se tendrá en cuenta la relación peso-resistencia de los componentes y la componente estética del diseño para hacer el chasis atractivo.
- En cuanto a la parte de **análisis** se realizará un estudio estructural mediante el método de los elementos finitos (MEF) utilizando la aplicación Simulate de Creo para tal cometido. Se tratará de garantizar que la estructura del chasis es capaz de soportar las solicitaciones a las que según los criterios del presente proyecto estará sometido y de mantener las deformaciones dentro de unos límites razonables.

En todo lo anteriormente mencionado se tendrá en mente la **viabilidad económica** del proyecto a la hora de tomar decisiones de diseño, simplificando el diseño para minimizar los costes en la medida de lo posible para poder ofrecer un precio de chasis competitivo en el caso de que el presente proyecto se tratara de llevar a la realidad.

La motivación en la realización de este PFC viene de la pasión por el mundo de la ingeniería de competición, siendo sus máximos exponentes la Fórmula 1 (F1) y Moto GP. Siendo esta parte de la ingeniería una posibilidad que veo para mi futuro profesional y que me he llegado a plantear.

Además gracias a este proyecto tengo la oportunidad de aprender a usar un programa CAD/CAE de gran utilidad, constituyendo una herramienta esencial en muchas áreas de la ingeniería actual.



# Capítulo 2: Introducción.

## 2.1 Historia del karting y situación actual en España.

### **Historia del karting.** [1]

Antes de nada, deberíamos mencionar qué es un kart, según la RFEDA se entiende como kart a un vehículo terrestre monoplaza sin techo o cockpit, sin suspensiones y con o sin elementos de carrocería, con 4 ruedas no alineadas que están en contacto con el suelo, las dos delanteras ejerciendo el control de dirección y las dos traseras conectadas por un eje de una pieza, transmiten la potencia. [4]

El karting se originó en 1956 en California, Estados Unidos con fines lúdicos. Al principio se utilizaban motores de corta-césped en los primeros karts comerciales. El karting fue ganando aficionados e incrementando su popularidad en todo Estados Unidos (crecimiento hasta 300 marcas comerciales en U.S.A) y pronto dio el salto a Europa a través de Francia e Inglaterra.

En los 60 este deporte se introdujo en Europa, y se crearon federaciones nacionales por todo el mundo. Dándose cuenta del crecimiento de esta nueva disciplina, la FIA crea en 1962 la CIK.

El karting se ha convertido además de una disciplina automovilística en sí misma, también en la escuela de las futuras promesas del automovilismo. Prácticamente todos los grandes pilotos como: Ayrton Senna, Alain Prost, Michael Schumacher, Fernando Alonso... comenzaron desde niños a competir en el mundo del karting.

Para profundizar más sobre la historia del karting se recomienda acudir al libro “Los secretos del karting” de Alejandro Copa Maseda [VI].



Fig\_1: Kart de competición



## El karting en España. [2]

El karting en España es practicado tanto con fines recreativos o de ocio como fines competitivos en sus distintas categorías. Estas categorías varían con cierta frecuencia y además pueden existir algunas diferencias entre las distintas comunidades autónomas. A continuación se presentarán las categorías actuales según la RFEDA para 2014.

La RFEDA organiza anualmente campeonatos de España para cada una de estas categorías regidas por el Reglamento Deportivo de Campeonatos de España y por los Reglamentos Deportivos Específicos y Técnicos de cada una de ellas: [VI]

- **Alevín** (7-11 años) peso mín.108kg y motor automático (Parilla Puma 64).
- **Cadete** (11-13 años) peso mín.118kg y motor automático (Parilla Puma 85).
- **KF3** (13-15 años) peso mín.145kg y motor KF4 125cc automático (14.000 rpm).
- **KF2** (15 años o más) peso mín.158kg y motor KF4 125cc automático (15.000 rpm).
- **KZ2** (15 años o más) peso mín. 175kg y motor 125cc 6v 2T carburador Ø30mm.
- **X-30** (18 años o más) peso mín. 162kg y motor 125cc automático (IAME Parilla).



Real Federación Española  
de Automovilismo

Fig\_2: Logo RFEDA [2]

Para obtener una licencia internacional, la CIK establece una edad mínima de 13 años, por lo que los pilotos menores de la misma deben competir en campeonatos nacionales o regionales donde la normativa la establece la federación correspondiente. [VI]

Las categorías CIK se pueden dividir en tres grandes grupos:

- Automáticos, agrupados bajo la denominación **KF**.
- Karts con marchas, agrupados bajo la denominación **KZ**.
- **Superkarts**, con carrocería completa, motores bicilíndricos de 2T que rondan los 100 CV de potencia y con un peso mínimo de 205-215 kg. Debido a sus complejas características aerodinámicas, gran potencia y poco peso, estos karts necesitan correr en pistas de alta velocidad donde logran velocidades medias superiores a los 200 km/h y compiten en los mismos tiempos que los mejores vehículos deportivos del planeta. [VI]



### **Categoría KF.** [VI]

Esta categoría surgió debido a que la CIK se percató de que en las antiguas categorías automáticas (INTER A y FÓRMULA A), los motores de 2T habían llegado al fin de su evolución. Alcanzaban las 20.000 rpm pero a costa de una vida útil muy corta y unos costes muy elevados. Como solución para reducir costes, se adopta una nueva normativa de un único modelo de motor de 125 cc común para todas las categorías KF, donde el reglamento permite adaptarlo a las diferentes prestaciones de cada subcategoría (KF1, KF2, y KF3). El nuevo motor oficial (125 cc) es de mayor cilindrada que sus predecesores y se limita su régimen de giro máximo entre las 14.000 y 16.000 rpm, con lo que se consigue alargar su vida útil y reducir su mantenimiento.

Estos grandes cambios no dejan de ser un paso intermedio hacia una nueva generación de motores de 4T que se imponen a los de dos tiempos debido a su mejor rendimiento y su menor impacto medioambiental como ha terminado pasando en el motociclismo.

### **Categoría KZ.** [VI]

En los últimos años y gracias a la estabilidad de la normativa, esta categoría de karts con marchas ha ganado relevancia y adeptos. Por un lado, constituye una recomendable modalidad de paso entre los karts automáticos y cualquier disciplina automovilística de alto nivel, pues se eleva la exigencia física y se desarrollan las destrezas relacionadas con el cambio de marchas manual.

La categoría KZ es bastante homogénea en todo el mundo: motor de 125 cc con 6 velocidades, un carburador de difusor de 30 mm de diámetro y un escape homologado. Salvando estas restricciones la preparación suele ser libre, lo que deja un importante papel a los mecánicos y mucha diversión a los pilotos.

Las diferencias entre las dos categorías (KZ1 y KZ2) son escasas. KZ1 es una categoría reservada a los eventos de ámbito internacional, de mayor nivel deportivo y elevados costes económicos. Es en esta modalidad donde encontramos a los mejores pilotos y a las compañías más importantes del sector. KZ1 representa la élite de la competición y los fabricantes son conscientes de que es aquí donde se pone en juego su prestigio.

*Cabe mencionar que en la fecha de realización del presente PFC todavía no están puestos a disposición los Reglamentos Técnicos Específicos de las distintas categorías para 2014, por lo que el presente proyecto se basará en la normativa de 2013 como se explicará en el Capítulo 3: Normativa Aplicada.*

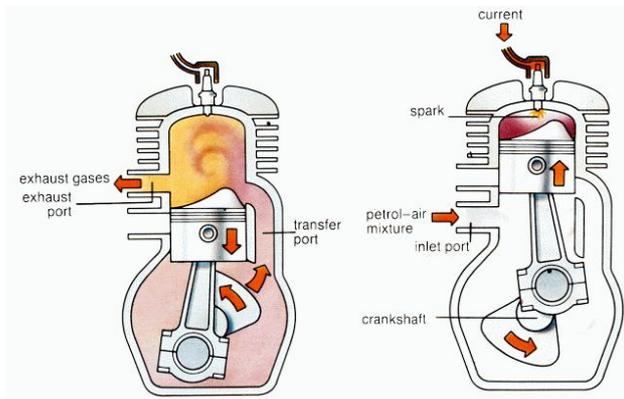
## 2.2 Partes de un kart.

### 2.2.1 Motor.

El motor es el encargado de transformar la energía química de un combustible en energía cinética en el giro del cigüeñal. Por motor se entiende el conjunto propulsor del vehículo en estado de marcha, comprendiendo un bloque de cilindros, cárteres, eventualmente caja de velocidades, un sistema de encendido, uno o varios carburadores (sin sistema de inyección) y un tubo de escape (silencioso) [4]. Los motores alternativos de combustión utilizados en los karts tienen las siguientes características generales:

- Motor de cilindrada 125 cc.
- Motor de dos tiempos.
- Motor monocilíndrico.
- Sistema de encendido electrónico.
- Refrigeración por agua o aire (dependiendo de cada categoría).
- Todavía hoy día los motores de kart llevan carburador.

Cada categoría posee un Reglamento Específico, en el cual, en lo referente a los motores se establecen restricciones que afectan a la válvula de escape, sistema de refrigeración, lumbreras de escape, revoluciones máximas (15000 rpm en KF2) etc.



Fig\_3: Motor de 2 tiempos



Fig\_4: Motor de kart



Valores típicos de las prestaciones de un motor de kart pueden ser:

- Potencia alrededor de 30 hp (22 kW)
- Régimen de giro máximo en torno a 14000 rpm.
- Par motor máximo alrededor de 15 N·m.

Estos valores dependen de modelo, fabricante y categoría para la que esté diseñado el motor.

Como ejemplos de fabricantes de motores de karts podemos citar [1]:

- Rotax 
- Vortex 
- Maxter 

### 2.2.2 Ruedas y neumáticos.

La **rueda** es el componente giratorio que soporta la carga y está situado entre el neumático y el eje. La rueda está compuesta por dos partes [I]:

- La llanta.
- El disco o centro de rueda.

En los karts, la llanta y el disco de rueda forman una sola parte integral para simplificar el componente. La llanta es la parte de la rueda que mediante un perfil adecuado sirve de soporte al neumático, y el disco o centro de rueda es la parte que une la llanta con el cubo de la rueda o buje [II]. *La normativa establece un diámetro de llanta de 5'' (5 pulgadas = 12.7 cm).* Materiales habituales son el aluminio por su ligereza. En la más alta competición como la F1 se usan también llantas de magnesio.



Fig\_5: Ruedas de kart

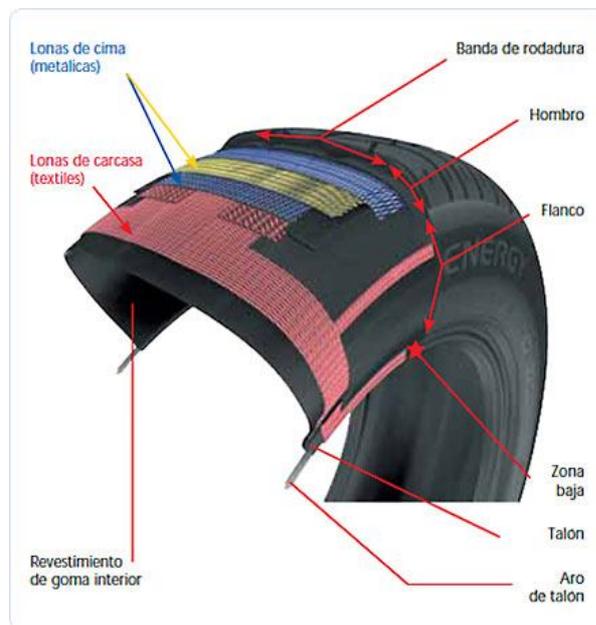
Los **neumáticos** son los encargados de transmitir los esfuerzos longitudinales (tracción y frenada) y transversales (paso por curva) al asfalto de la pista. En karting se suelen usar neumáticos sin cámara de aire (tubeless), es decir, están formados únicamente por una cubierta en la cual hay aire a presión. Para conferir la rigidez necesaria se dispone de un aro metálico, compuesto normalmente por acero trenzado, recubierto de caucho y tejidos. [I]

En competición se suelen usar neumáticos lisos (slicks) para seco, en cambio bajo condiciones de lluvia se usan neumáticos con canales para desalojar el agua. *Las dimensiones establecidas por normativa para los neumáticos son [2]:*

- Para el neumático delantero:  $\phi_{max}=280\text{ mm}$     ancho=135 mm
- Para el neumático trasero:     $\phi_{max}=300\text{ mm}$     ancho=215 mm

Características requeridas por los neumáticos son [1]:

- Características dinámicas y de seguridad (coeficiente de adherencia, flexibilidad, resistencia...)
- Confort (amortiguamiento de vibraciones, poca resistencia al avance...)
- Duración (resistencia a fatiga y desgaste, larga duración...)
- Coste (contenido, curva de desgaste adecuada...)
- Compatibilidad medioambiental (reciclaje, posibilidad de recauchutado...)



Fig\_6: Estructura de un neumático

Algunos fabricantes de neumáticos son [1]:

- Bridgestone

- Michelin

- Pirelli

### **2.2.3 Sistema de frenos.**

Este sistema proporciona la capacidad de reducir la velocidad del vehículo, y si es necesario llegar a la detención total del mismo, con lo que representa un elemento fundamental en la seguridad y la manejabilidad del kart para adecuar la velocidad a cada situación. En el funcionamiento de los frenos se debe asegurar una alta fiabilidad, dadas las desastrosas consecuencias que pueden tener su fallo en servicio. Por otro lado, los frenos deberán conseguir que el vehículo se detenga en la mínima distancia posible sin necesitar para ello grandes esfuerzos del piloto. [1]

El **sistema de frenos delantero** no es obligatorio, hay en algunas categorías que no se permite como KF3. Cuando se puede usar sistema de frenado delantero, se emplea un freno de disco solidario con el eje de cada rueda, accionado por unas pinzas de freno hidráulicas o mecánicas.



Fig\_7: Freno de disco delantero

El **sistema de frenos trasero** es siempre obligatorio. Consta de un freno de disco el cual es solidario al eje propulsor. El sistema de accionamiento es una pinza hidráulica o mecánica.

El piloto acciona el sistema de frenos por medio de un pedal (pie izquierdo).

Los discos de freno suelen estar perforados para ayudar a la disipación del calor y que estos no adquieran una temperatura excesiva, haciendo disminuir sus prestaciones (fading).



Fig\_8: Freno de disco trasero

Fabricantes de componentes de frenos son por ejemplo [1]:

- Righetti Ridolfi



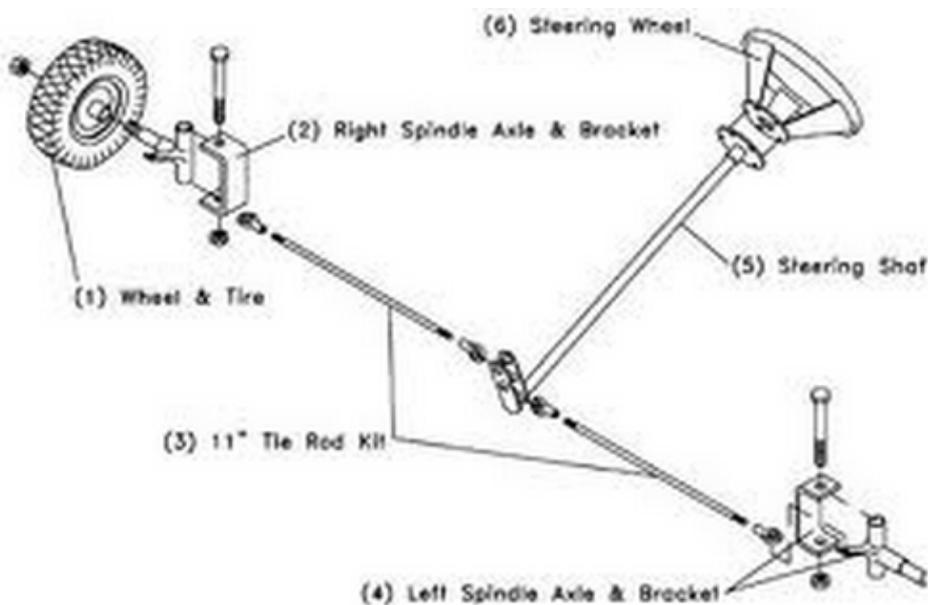
- Brembo



### **2.2.4 Sistema de dirección.**

La función principal de este sistema es permitir un control direccional suficientemente preciso para realizar el trazado en las curvas, las acciones de adelantamiento o de evasión de obstáculos y las maniobras a baja velocidad. [I]

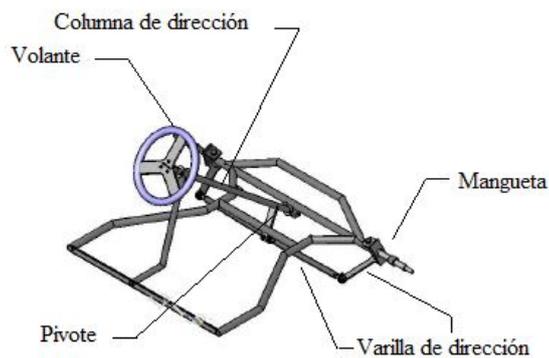
Un sistema de dirección adecuado además buscará un buen aislamiento de las perturbaciones procedentes de la pista, al mismo tiempo que asegure un contacto adecuado neumático-calzada y que logre un compromiso aceptable entre esfuerzos reducidos en el mando de la dirección en maniobras a baja velocidad y una adecuada estabilidad a velocidades elevadas. [I]



Fig\_9: Mecanismo de dirección

Como se puede apreciar en la figura el mecanismo de dirección consta de las siguientes partes:

- Volante, sobre el cual actúa el piloto para girar las ruedas.
- Columna de dirección.
- Pieza de pivote.
- Varillas de dirección.
- Mangueta.



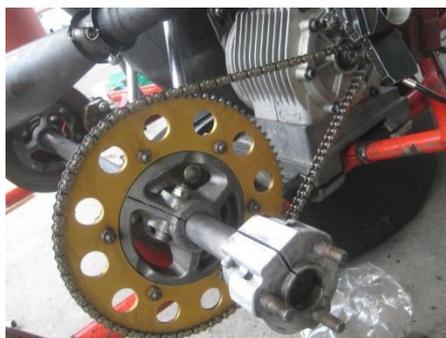
Fig\_10: Partes del mecanismo de dirección

### **2.2.5 Sistema de transmisión.**

El sistema de transmisión es el encargado de llevar la potencia motriz generada por el motor a las ruedas y neumáticos, para poder transmitir la fuerza tractora a la pista y poner en movimiento el kart.

En un kart el sistema de transmisión consta de las siguientes partes:

- **Transmisión por cadena:** Una cadena de eslabones transmite la potencia desde el piñón a la salida del cigüeñal del motor hasta una corona dentada que es solidaria con el eje motriz (eje trasero). La relación de transmisión es de reducción, para conseguir un mayor par en llanta del par suministrado por el motor a un elevado número de rpm.



Fig\_11: Transmisión por cadena



- Embrague: El embrague permite interrumpir el flujo de potencia en la cadena cinemática de transmisión, permitiendo de este modo que el vehículo pueda estar parado mientras el motor está girando a un determinado régimen (ralentí). Generalmente el tipo de embrague más empleado en los karts sin marchas es el embrague centrífugo, el cual debe accionarse a partir de un número de revoluciones impuesto por normativa con el piloto a bordo. En los karts con marchas el embrague permite interrumpir el flujo de potencia durante el tiempo en que se efectúa el cambio de marcha, en este caso el embrague puede ser de discos de fricción también. [I]



Fig\_12: Embrague centrífugo

- Por normativa *está prohibido cualquier tipo de diferencial*. No llevar diferencial en un kart no es demasiado crítico, dado que el ancho de vía de un kart es bastante reducido (aproximadamente 1300 mm), el piloto tendrá que tenerlo en cuenta a la hora de pilotar sabiendo que existirá un cierto deslizamiento de las ruedas motrices en el paso por curva.
- Caja de cambios: Su misión es adaptar las prestaciones de par a diferente número de revoluciones que ofrece el motor de combustión a las exigencias de cada momento. Por normativa la caja de cambios está prohibida en algunas categorías mientras que en otras es obligatoria. En la categoría que nos ataña, KF2, los karts no llevan caja de cambios.



Fig\_13: Caja de cambios

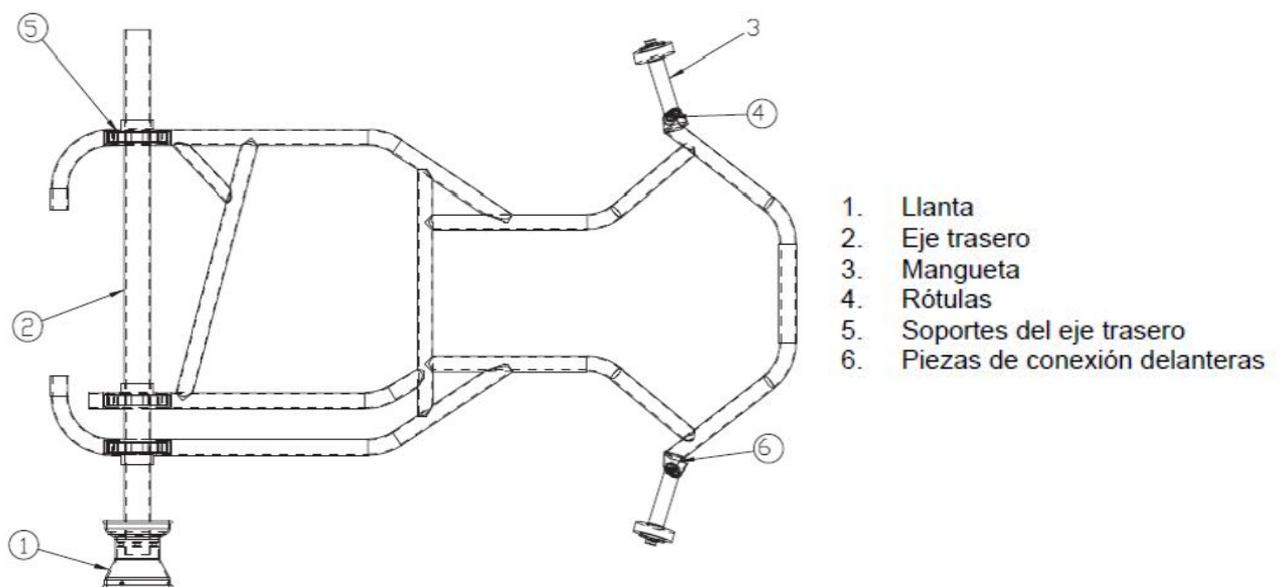
### 2.2.6 Chasis.

El chasis es el elemento encargado de dotar de la integridad estructural necesaria al kart para soportar los esfuerzos estáticos como dinámicos a los que se verá sometido durante su vida útil. Es la estructura del conjunto del kart que ensambla las partes mecánicas y la carrocería, comprendida cualquier pieza solidaria de dicha estructura. La parte principal del chasis se denomina chasis cuadro, parte principal soporte monobloque del chasis portando las piezas principales y auxiliares. [4]

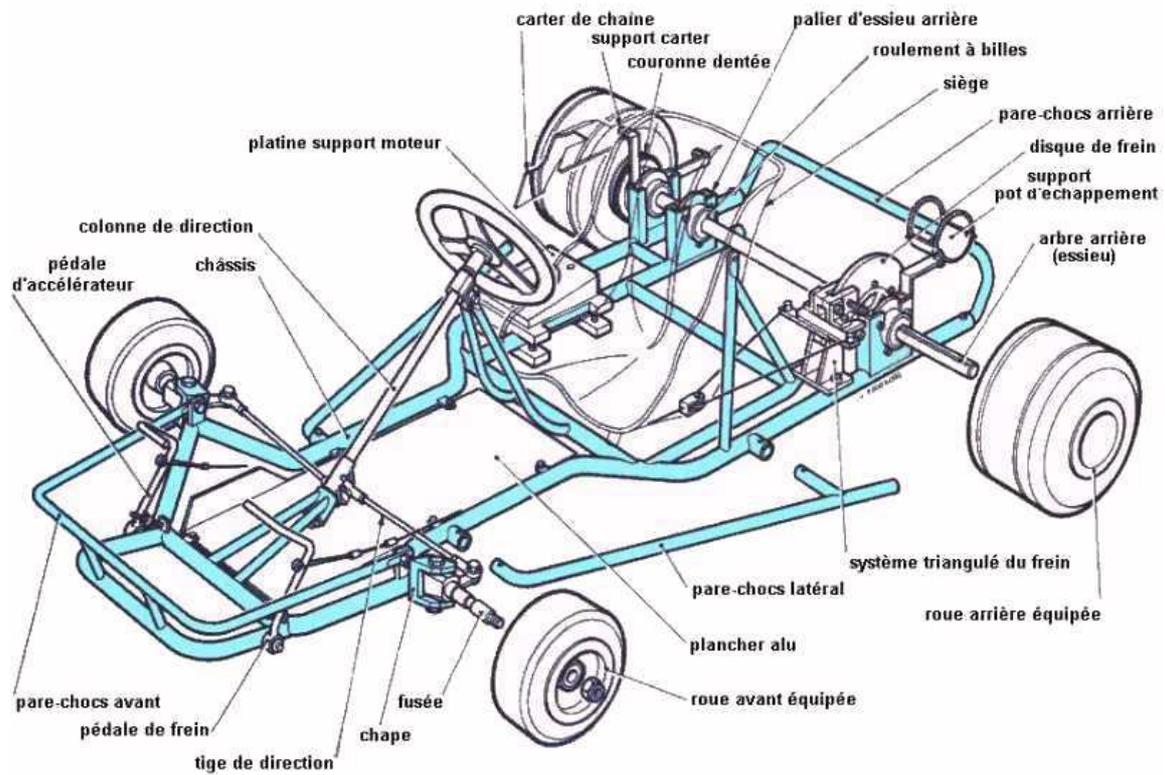
Cabe mencionar que por normativa, *en un kart los sistemas de suspensión no están permitidos*, por lo que la función de la suspensión la desempeñará de forma conjunta los neumáticos y el chasis.

El chasis está formado por un conjunto de tubos metálicos de acero estructural o aleaciones de acero estructural, soldados entre sí para dotar al conjunto de la forma y rigidez adecuadas.

Lo concerniente al chasis en aspectos de reglamentación será comentado en el Capítulo 3: Normativa aplicada.



Fig\_14: Chasis [6]



Fig\_15: Kart en conjunto

Entre los fabricantes de chasis de kart podemos citar a [1]:

- Birel



- Arrow



- Tony Kart



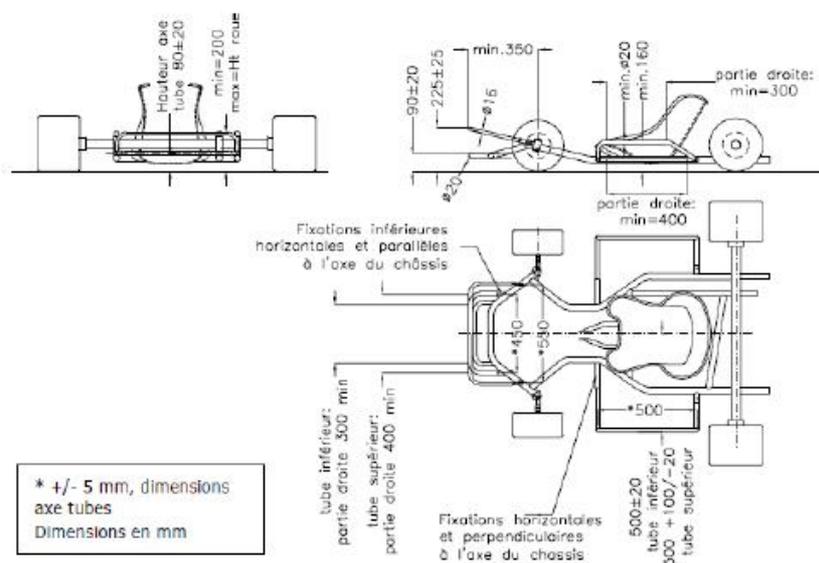


### 2.2.7 Elementos de seguridad.

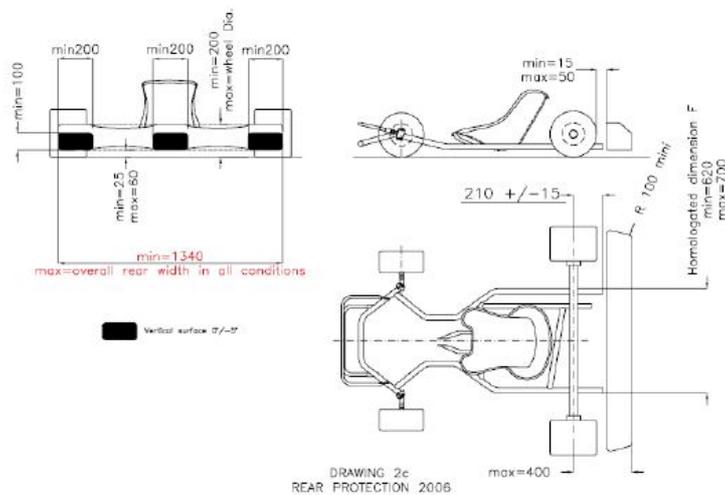
El kart debe poseer además elementos de seguridad pasiva destinados a proteger al vehículo y a su ocupante en caso de colisión contra otro kart o contra cualquier objeto.

Estos elementos son los denominados paragolpes, constituidos por unas barras metálicas fijadas al chasis para resistir impactos.

También como elemento de seguridad cabe mencionar el protector de ruedas traseras, que trata de minimizar la cantidad de pequeños objetos que pueda haber sobre la pista y que puedan ser proyectados por las ruedas en movimiento. [4]



Fig\_16: Paragolpes [6]



Fig\_17: Protector ruedas traseras [6]



### **2.2.8 Carrocería o carenado.**

La misión principal de la carrocería es la de disminuir la resistencia aerodinámica que ofrece el aire al avance del kart. Por medio de un carenado bien diseñado se consigue actuar sobre el coeficiente aerodinámico del kart ( $C_x$ ), permitiendo alcanzar una mayor velocidad punta al kart, mayores aceleraciones y reducir el consumo de combustible.

$$R = \frac{1}{2} \rho \cdot S \cdot C_x \cdot V^2$$

R : Resistencia aerodinámica (N)

$\rho$  : Densidad del aire (típicamente  $1.225 \text{ kg/m}^3$ )

S : Área frontal del kart con el piloto ( $\text{m}^2$ )

$C_x$  : Coeficiente aerodinámico (adimensional)

V : Velocidad relativa del aire respecto al vehículo (m/s)

Como podemos observar, el beneficio de un carenado adecuado es más notorio cuanto mayor sea la velocidad de circulación.

Otra misión del carenado es crear en la medida de lo posible una fuerza de sustentación negativa (downforce), incrementando la carga normal sobre las ruedas, lo que permite transmitir mayores esfuerzos a la calzada que a su vez permite sobre todo una mayor velocidad de paso por curva para compensar la fuerza centrífuga.

$$F_{adh} = \mu \cdot N$$

$F_{adh}$  : Fuerza de adherencia neumático-calzada (N)

$\mu$  : Coeficiente de rozamiento neumático-calzada (depende de las condiciones de la pista y neumático, es adimensional) valor típico: 0.8 para asfalto seco.

N : Carga normal sobre las ruedas (N). Contribución del peso propio más la downforce.

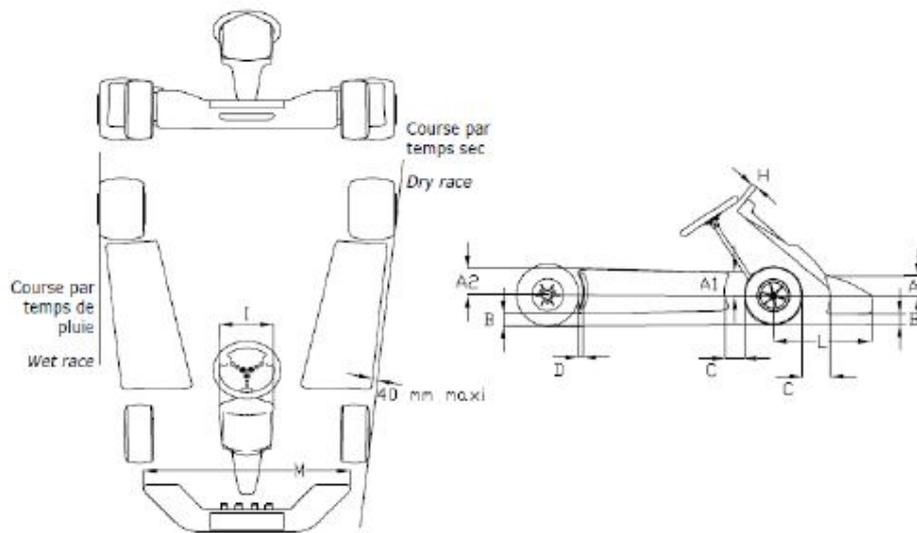
$$F_c = m \cdot \frac{V^2}{R}$$

$F_c$  : Fuerza centrífuga (N)

m : Masa del kart y piloto (kg)

V : Velocidad lineal de paso por curva (m/s)

R : Radio de giro (m)



Fig\_18: Carrocería [6]



Fig\_19: Carenados de un kart [3]

## 2.3 Equipo de seguridad del piloto.

### 2.3.1 Casco. (uso obligatorio) [6]

Es el elemento más importante de todo el equipo, puesto que protege la cabeza y el rostro ante posibles accidentes de gravedad. La visera ayuda a evitar que elementos extraños puedan impactar en el rostro del piloto a gran velocidad, dañando sus ojos y pudiendo provocar un accidente mayor.

Los cascos empleados en karting son integrales, es decir, cubren toda la cabeza y rostro y son cerrados. Para evitar que se empañen y dificulten la visibilidad al piloto poseen conductos de circulación del aire. En su interior tienen un material esponjoso y acolchado para adaptarse perfectamente a la cabeza del piloto. El sistema de cierre es otro aspecto clave en un casco, siendo su objetivo evitar que el casco pueda desprenderse cuando el piloto lo lleva puesto.

Los cascos modernos están fabricados con fibra de carbono, haciéndolos muy ligeros a la par que resistentes. La fibra de carbono es un material compuesto donde un endurecedor (resina o polímero) da forma y resistencia a las fibras de carbono. Poseen además elevada resistencia térmica y son inertes a la mayoría de agentes químicos. Su principal desventaja es el elevado precio que presentan. [III]



Fig\_20: Casco

Algunos fabricantes de cascos son:

- Arai



- HJC



- agv



### **2.3.2 Sotocasco.**

Pese a no ser un accesorio indispensable, se recomienda encarecidamente su uso para 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 en material ignífugo (Nomex).



Fig\_21: Sotocasco

### **2.3.3 Protector de cuello o collarín. (obligatorio en alevín y cadete [6])**

Está fabricado de espuma y cubierto en nylon de alta resistencia. Ayuda a reducir la fatiga en los músculos del cuello provocada por las fuerzas g al tomar las curvas y en aceleraciones y deceleraciones. Los hay de diferentes complejidades, yendo desde una simple almohadilla que se coloca en el cuello bajo el casco, hasta otros más elaborados parecido a los que se usan en las motocicletas. El collarín ayuda a minimizar posibles lesiones cervicales como las sufridas ante un impacto trasero por otro kart. Este elemento de seguridad es muy importante, dado que el asiento de competición de un kart es mucho más sencillo que los buckets con arneses de otras categorías y que también llevan un dispositivo HANS.



Fig\_22: Collarín de karting

### 2.3.4 Mono. (uso obligatorio [6])

Es un traje de una pieza que cubre todo el cuerpo del piloto salvo los pies, las manos y la cabeza. Su misión es proteger al piloto frente a quemaduras por deslizamiento o abrasión producida por objetos proyectados. 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.



Fig\_23: Mono de karting

### 2.3.5 Costillar.

En el karting es muy común dañarse las costillas debido a golpes en la espalda o contra los costados del asiento. Este chaleco tiene como misión proteger la caja torácica del piloto, en especial sus costillas. Estos golpes pueden ocasionar inflamaciones en los cartílagos y nervios intercostales, lo que produce intensos dolores e incluso fisuras. Al llevarse bien ajustado, este elemento proporciona una buena protección contra impactos en accidentes violentos.



Fig\_24: Costillar

### 2.3.6 Guantes y botas. (uso obligatorio [6])

Guantes: Están elaborados en nylon y material ignífugo (Nomex). En la palma de la mano tienen aplicaciones en cuero para favorecer la adherencia y sensibilidad al volante. Por la parte externa de la palma suelen estar reforzados para proteger frente a posibles raspones y golpes. Suelen incorporar tiras de sujeción para las muñecas.



Fig\_25: Guantes

Botas: Deben ser botas de caña alta (cubren el tobillo) especialmente diseñadas para el mundo del karting. Su misión es proteger los pies y el área de talones y tobillos, que debido al pilotaje son sometidos a movimientos bruscos. Suelen estar fabricadas también con material ignífugo. Las suelas son más finas que en el calzado convencional para transmitir mayor sensibilidad al pie del piloto.



Fig\_26: Botas

Los principales fabricantes de estos elementos (sotocasco, mono, chaleco, guantes y botas) son:

- Sparco



- OMP



- Alpinestars





## Capítulo 3: Normativa aplicada.

---

En este capítulo se presentará la normativa que afecta al presente proyecto, remarcando los aspectos clave que sirven para guiar tanto la parte de diseño como de análisis del kart. Los documentos principales en lo que a normativa se refiere que afectan al proyecto y que se desarrollarán a continuación son:

1. Reglamento Técnico General RFEDA (2013).
2. Reglamento Técnico Específico de KF-2 RFEDA (2013).
3. Dibujos Técnicos RFEDA (2013).
4. Reglamento de Homologación CIK-FIA (2014).
5. Reglamento Técnico CIK-FIA (2014).

Es importante mencionar que el diseño y análisis del chasis propuesto en este proyecto se llevará a cabo siguiendo la normativa de la RFEDA de 2013, ya que en la fecha de realización del proyecto todavía no se hallan publicados los Reglamentos Técnicos de 2014, no siendo así el caso del Reglamento de Homologación de la CIK-FIA (2014). Dado que el carácter de este proyecto es académico y formativo se considera aceptable seguir el criterio de utilizar la información disponible más reciente aunque no sea perteneciente a la normativa del mismo año.

### 3.1 Reglamento Técnico General de la RFEDA. (2013)

En este documento se presentan tanto definiciones de carácter general de términos que se usarán frecuentemente como especificaciones de obligado cumplimiento para todas las categorías. El documento consta de las siguientes partes principales:

1. Definiciones.
2. Prescripciones generales.
3. Métodos de verificación y control.
4. Reglamento general para motores KF (no tiene que ver con el proyecto)

De cada una de las partes se resaltarán los aspectos relevantes para el desarrollo del proyecto. La información al completo se puede encontrar en el siguiente link: [http://www.rfeda.es/docs/anuario/2013/anuario14\\_8.pdf](http://www.rfeda.es/docs/anuario/2013/anuario14_8.pdf) y en el Anejo II.

Nota: Los textos escritos en fuente Cambria, ligeramente más pequeños y cursiva indican que están transcritos directamente de los documentos mencionados.

#### 3.1.1 Definiciones.

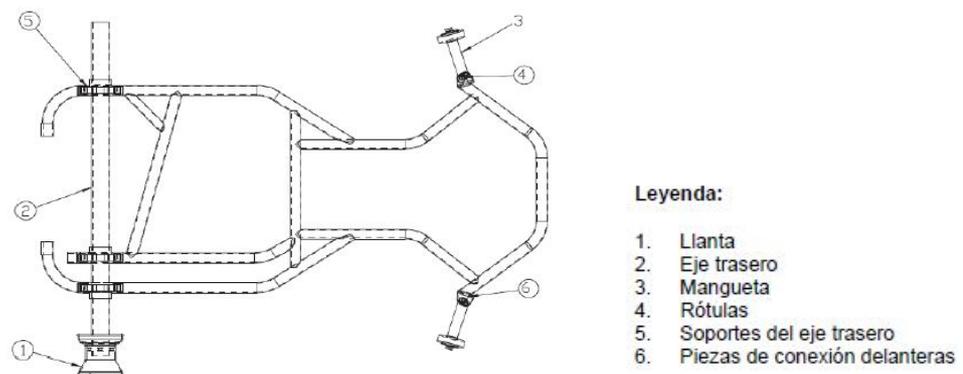
En esta sección se definen los principales términos que se usarán más adelante durante los documentos.

##### 1.9. Chasis

*Estructura del conjunto del kart que ensambla las partes mecánicas y la carrocería, comprendida cualquier pieza solidaria de dicha estructura.*

##### 1.10. Chasis cuadro

*Parte principal soporte monobloque del chasis soportando las piezas principales y auxiliares (dibujo técnico nº1 en Anexos).*



Fig\_27: Chasis bastidor y piezas del chasis [6]



### **3.1.2 Prescripciones generales.**

En esta sección se recogen las normas que afectan a todas las categorías de kart salvo excepciones recogidas en los Reglamentos Específicos.

#### **2.3. Kart**

##### **2.3.1 Requerimientos generales**

*Un kart está compuesto por un chasis-cuadro (con o sin carrocería) los neumáticos y el motor. Deberá cumplir las siguientes condiciones generales:*

- 1. Posición de conducción: en el asiento, los pies hacia el frente.*
- 2. Número de ruedas: 4*
- 3. Equipamiento: el uso de titanio en el chasis está prohibido.*

#### **2.4. Chasis**

##### **2.4.1 Descripción de las partes y equipamiento**

*Está compuesto por:*

- a) chasis-cuadro*
- b) principales partes del chasis*
- c) Partes auxiliares del chasis: con el fin de hacer más sólido el kart, tubos especiales y perfiles (partes auxiliares). Sin embargo, no deberán representar un riesgo para la seguridad del piloto y del resto de participantes.*

#### **3.1 Requisitos**

- Construcción de acero tubular magnetizado de sección cilíndrica. Una pieza con partes soldadas no podrá ser desmontada.*
- Sin conexiones (móvil en 1, 2 o 3 ejes).*
- La flexibilidad del chasis-cuadro corresponde con los límites de elasticidad de la construcción tubular.*

#### **3.4. Material**

*Acero estructural o aleación de acero estructural, respondiendo a las clasificaciones ISO 4948 y a las designaciones ISO 4949.*

*Están prohibidas las aleaciones de acero cuyo contenido de masa, de al menos un elemento de aleación, sea  $\geq 5\%$ .*

#### **2.7. Dimensiones y peso**

##### **1. Especificaciones técnicas**

*Dimensiones y especificaciones:*

*Distancia entre los ejes: Mínimo 101 cm. Máximo. 107 cm.*

*Vía: Como mínimo 2/3 de la distancia utilizada entre los ejes.*

*Largo total máximo: 182 cm, sin carenado frontal y/o trasero.*

*Ancho total: 140 cm máximo.*

*Alto total: 65 cm máximo desde el suelo, asiento excluido.*

*Ningún elemento debe sobrepasar el cuadrilátero formado por el carenado trasero y delantero y las ruedas.*

*Ver reglamento específico de cada categoría.*

##### **6. Paragolpes**

*Son protecciones obligatorias delanteras, traseras y laterales. Estos parachoques deben ser de acero magnético. Deben estar homologados junto con las carrocerías. **(no con el chasis)***



### **2.11. Suspensión**

*Todo dispositivo de suspensión, elástico o articulado está prohibido.*

*Elementos de suspensión mecánicos, hidráulicos o neumáticos están prohibidos en todo el kart.*

**En conclusión**, de este apartado podemos extraer la siguiente información:

- Acero tubular de sección cilíndrica.
- Chasis rígido sin conexiones articuladas.
- Material: acero estructural o aleaciones de acero estructural.
- Kart sin sistema de suspensión, los dispositivos de absorción de oscilaciones hidráulicos o neumáticos no están permitidos.
- Dimensiones generales.
- Los paragolpes se homologan junto a la carrocería, no junto al chasis.

### **3.1.3 Métodos de verificación y control.**

En esta sección se especifican los métodos y procedimientos para realizar las mediciones pertinentes de elementos relacionados con el motor (cilindros, cámara de combustión...) así como realizar la pesada del kart. La información de esta sección no afecta al desarrollo del proyecto.



### 3.2 Reglamento Técnico Específico de la RFEDA (KF2). (2013)

Este documento, como su propio nombre indica es de aplicación específica para una categoría concreta, en nuestro caso será la categoría KF2 (2013). Los aspectos a tratar serán los siguientes:

1. Reglamento específico para KF-2 (motor).
2. Chasis.
3. Neumáticos.
4. Pesos.
5. Adquisición de datos y telemetría.
6. Material utilizable.

El documento oficial se puede consultar en el siguiente link: [http://www.rfeda.es/docs/anuario/2013/anuario14\\_12.pdf](http://www.rfeda.es/docs/anuario/2013/anuario14_12.pdf) y en el Anejo II.

Nota: Los textos escritos en fuente Cambria, ligeramente más pequeños y cursiva indican que están transcritos directamente de los documentos mencionados.

A continuación se expone la información útil para el desarrollo del proyecto extraída de este documento:

#### 2) CHASIS

*Homologados CIK o R.F.E. de A*

#### 3) NEUMÁTICOS

*Neumáticos: de 5" homologados CIK.*

#### 4) PESOS

##### **KF2**

- *Mínimo en orden de marcha: 158 kg.*
- *Mínimo del kart: 75 kg.*

**En conclusión,** de este apartado podemos extraer la siguiente información:

- Chasis homologado por el organismo CIK-FIA, acudiremos a este documento en busca de información para realizar el análisis del kart.
- Pesos mínimos del kart, serán útiles para la etapa de análisis.  
Peso en orden de marcha=158 kg (con piloto y combustible)  
Mínimo del kart = 75 kg  
 $158-75=83$  kg  
Modelaremos nuestro piloto con una masa de 80 kg (más que adecuados para la categoría KF2).



### 3.3 Dibujos técnicos (2013).

En este documento se muestran los diferentes dibujos técnicos a los que se hace referencia tanto en el Reglamento Técnico General y Específico de la RFEDA. En el siguiente link se puede consultar este documento:

[http://www.rfeda.es/docs/anuario/2013/anuario14\\_14.pdf](http://www.rfeda.es/docs/anuario/2013/anuario14_14.pdf) y en el Anejo II.



### 3.4 Reglamento de Homologación CIK-FIA (2014).

Toda la información relativa a los diferentes reglamentos (homologación, circuitos, técnicos, etc) según la CIK-FIA, organismo que rige las competiciones internacionales de karting se puede encontrar en el siguiente link:

<http://www.cikfia.com/regulations/homologation.html> y en el Anejo II.



Fig\_28: Logo CIK-FIA

El Reglamento de Homologaciones dicta los procedimientos que hay que llevar a cabo para homologar las distintas partes y componentes del kart. Este documento está redactado en inglés y francés, con última fecha de actualización 6 de Enero de 2014; se puede encontrar en el siguiente link:

[http://www.cikfia.com/fileadmin/content/REGULATIONS/Homologations/Homologations%20Regulations/Reglement d homologation 2014 Full.pdf](http://www.cikfia.com/fileadmin/content/REGULATIONS/Homologations/Homologations%20Regulations/Reglement_d_homologation_2014_Full.pdf) y en el Anejo II.

El documento está organizado en los siguientes artículos:

1. Prescripciones generales.
2. Criterios de homologación.
3. Control e inspección.
4. Formularios de homologación.
5. a) Extensiones de homologaciones.  
b) Prolongaciones de homologaciones.
6. Homologaciones obsoletas.
7. Calendario de los procesos de homologación.
8. Reglamentos específicos de homologación.
  - 8.1 Chasis (*chassis*).
  - 8.2 Carrocería (*bodywork*).
  - 8.3 Frenos (*brakes*).
  - 8.4 Motores (*engines*).
  - 8.5 Encendido (*ignitions*).
  - 8.6 Carburadores (*carburettors*).
  - 8.7 Embragues (*clutches*).
  - 8.8 Silenciadores de admisión (*intake silencers*).
  - 8.9 Silenciadores de escape (*exhaust silencers*).
  - 8.10 Neumáticos (*tyres*).



### 8.11 Monos (*overalls*).

#### Apéndices:

- A. Formularios de homologación – H1
- B. Formularios de homologación.
- C. Ejemplos de formularios de homologación.
- D. Varios.
- E. Actualizaciones.

La información útil de este documento es que nos remite al Reglamento Técnico de la CIK-FIA para homologar el chasis.

#### ***Article 8 Specific Homologation Regulations***

##### ***8.1) CHASSIS***

*All the chassis of Group 2, KF4, KF3, KF2 and KZ2 categories, shall be homologated according to the Technical Regulations.*



### 3.5 Reglamento Técnico CIK-FIA (2014).

En este documento se hace referencia a las características técnicas que deben cumplir los diferentes elementos y partes de las diferentes categorías de karting para pasar los criterios de homologación. Este reglamento, al igual que el anterior está redactado en francés e inglés, con última actualización del 6 de Febrero de 2014. [http://www.cikfia.com/fileadmin/content/REGULATIONS/Technical/Technical%20Regulations/Web\\_RT\\_2014\\_Full.pdf](http://www.cikfia.com/fileadmin/content/REGULATIONS/Technical/Technical%20Regulations/Web_RT_2014_Full.pdf) y en el Anejo II.

El documento está organizado en los siguientes artículos:

1. Clasificaciones y definiciones.
2. Prescripciones generales.
3. Seguridad de los karts y equipamiento.
4. Prescripciones Generales para el grupo 1 de karts.
5. Prescripciones Generales para el grupo 2 de karts.
6. (borrado)
7. (borrado)
8. (borrado)
9. Reglamento Específico para Superkart.
10. (borrado)
11. (borrado)
12. (borrado)
13. (borrado)
14. (borrado)
15. (borrado)
16. (borrado)
17. Reglamento Específico para karts eléctricos.
18. Reglamento Específico para KF4.
19. Reglamento Específico para KF3.
20. Reglamento Específico para KF2.
21. Reglamento Específico para KF1.
22. (borrado)

Este documento en realidad no aporta nueva información, ya que las pautas contenidas en los reglamentos de la RFEDA están sacadas directamente de este documento.



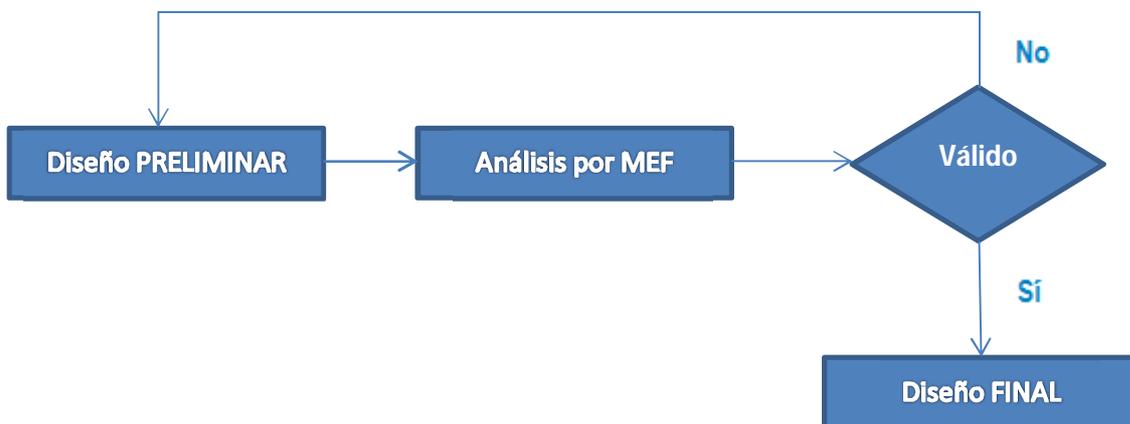
## Capítulo 4: Diseño del chasis.

En este capítulo abordaremos los siguientes aspectos relativos al diseño del chasis:

- Diseño de la geometría básica del chasis.
- Elección del tipo de tubos y material de los mismos.
- Condición de Ackerman.
- Ángulo de caída (cámbor).
- Ángulo de convergencia.
- Ángulo de salida.
- Avance.
- Efecto del diferencial.

Para modelar el chasis se usará un programa CAD, en este caso el PTC Creo 2.0, el cual también incluye un módulo de elementos finitos que nos será de utilidad. Algunos de los aspectos sobre los que hablaremos a continuación no son de aplicación directa en el diseño del presente chasis, pero se ha considerado oportuno comentar debido a su importancia para el comportamiento del vehículo (condición de Ackerman, ángulo de convergencia y ángulo de caída no dependen del soporte de la mangeta perteneciente al chasis).

Debemos aclarar que el proceso de diseño no es un proceso necesariamente secuencial o lineal, sino que puede estar sujeto a modificaciones a partir de comprobar en el análisis que cierto diseño no es válido, por lo que tiene un carácter más bien iterativo. Cuanto más nos acerquemos inicialmente a la solución final menos pasos habrá que realizar, por ello hemos decidido escoger una geometría de chasis convencional y dimensiones de los tubos típicas.



## 4.1 Consideraciones generales.

A la hora de realizar el proceso de diseño de un chasis deberemos seguir una serie de consideraciones que servirán como directrices para tomar las diferentes decisiones que se nos presentan a lo largo de dicho proceso:

### 4.1.1 Rigidez del chasis.

Se define rigidez como la capacidad de un elemento estructural para soportar esfuerzos sin sufrir una deformación o desplazamiento acentuado. Para distintos tipos de esfuerzo existen diferentes tipos de rigideces. De una forma genérica se puede definir la rigidez como:

$$K = \frac{F}{d}$$

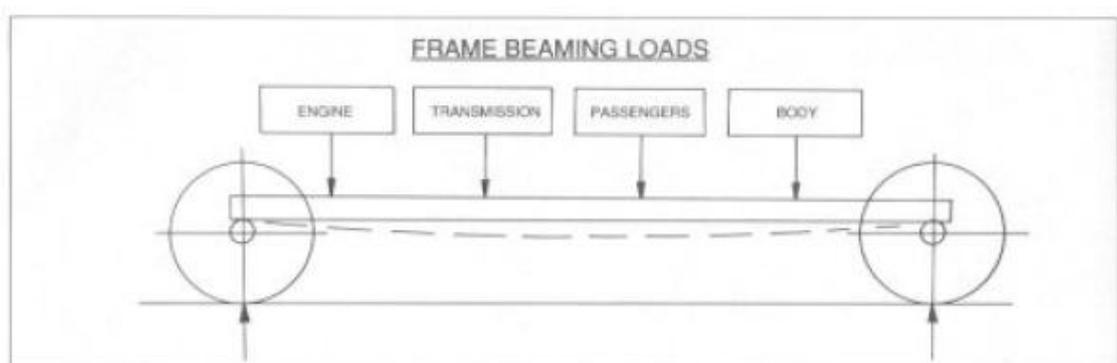
K: Rigidez

F: Esfuerzo aplicado (fuerza o momento)

d: Desplazamiento o giro

Desde el punto de vista del diseño del chasis nos interesan dos tipos de rigideces principalmente:

- Rigidez a Flexión: Debido a la gravedad, las masas que soporta el chasis dan lugar a cargas en un plano perpendicular al plano del chasis, por lo que en los tubos se genera un momento flector que puede dar lugar a una flecha vertical en determinados puntos.



Fig\_29: Solicitaciones verticales estáticas sobre el chasis [IV]

La rigidez a flexión para piezas prismáticas como pueden ser los tubos del chasis viene determinada por la expresión:

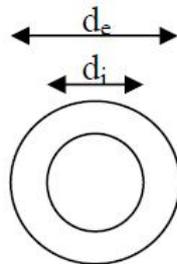
$$K = \frac{M}{\theta} = \frac{EI}{L}$$

M: Momento flector (N·m)

$\theta$ : Giro (radianes)

E: Módulo de elasticidad (Gpa) (para aceros E=210 Gpa)

I: Momento de inercia de la sección (mm<sup>4</sup>)

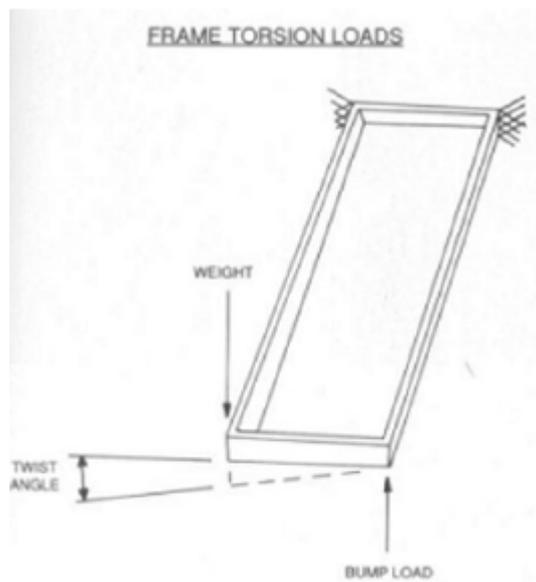


$$I = \frac{\pi(d_e^4 - d_i^4)}{64}$$

Fig\_30: Momento de inercia de una sección tubular

L: Longitud del tubo (mm)

- Rigidez a torsión: Debido a cargas asimétricas que produzcan un momento torsor sobre el chasis. Estas cargas asimétricas, por ejemplo pueden ser verticales (paso por un plano en una curva o baches en la pista) u horizontales (fuerza centrífuga de las masas sobre el chasis que generan un par torsor).



Fig\_31: Cargas que producen torsión en el chasis [IV]

La rigidez a torsión para piezas prismáticas como pueden ser los tubos del chasis viene determinada por la expresión:

$$K = \frac{T}{\theta} = \frac{GJ}{L}$$

T: Momento torsor (N·m)

$\theta$ : Giro (radianes)

G: Módulo de cortadura (GPa) (para aceros E=80 GPa)

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)}$$

$\nu$ : Coeficiente de Poisson (para el acero  $\nu=0.3$ )

J: Módulo de torsión (mm<sup>4</sup>)

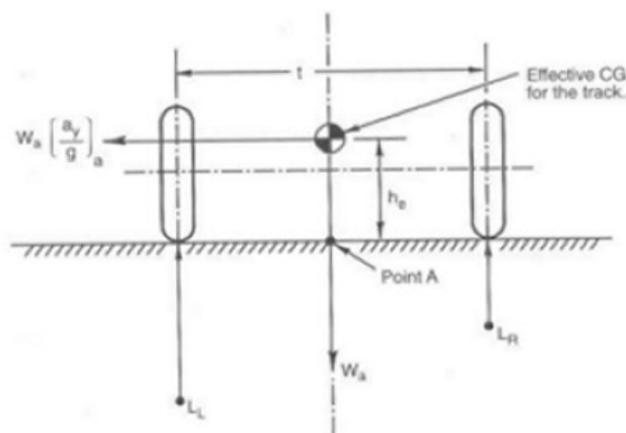
Para sección circular hueca coincide con el momento polar  $I_0$

$$I_0 = \frac{\pi(d_e^4 - d_i^4)}{32}$$

L: Longitud del tubo (mm)

#### 4.1.2 Peso y su distribución.

- Reducir el peso del conjunto del kart implica menores inercias, lo cual se traduce en mayor facilidad del kart para acelerar, decelerar y cambiar de trayectoria.
- Conviene distribuir las masas de una forma tal que la altura del centro de gravedad sea la menor posible para tener mayor estabilidad tanto en dinámica longitudinal como lateral.



Fig\_32: Transferencia de carga lateral en curva, efecto de la altura del cdg [IV]



### **4.1.3 Costes.**

Deberemos desde la etapa de diseño pensar en cómo conseguir unos costes bajos. Unos costes bajos nos permitirán que nuestro producto tenga un precio competitivo en el mercado, siendo este un factor determinante en el que se fija el comprador. Para contener los costes debemos tener en cuenta:

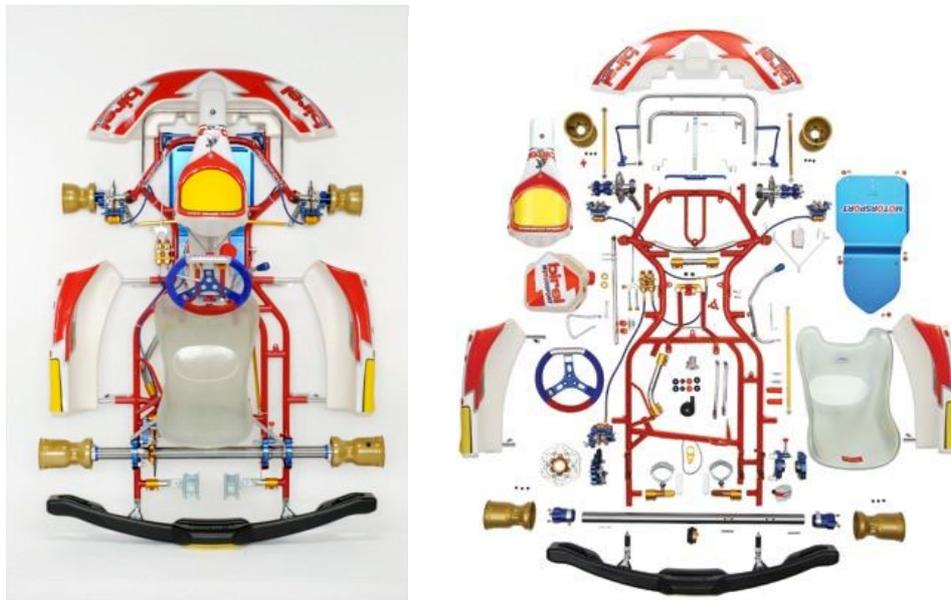
- Cantidad de material a utilizar en el chasis.
- La selección de los tubos debe ser lo más homogénea posible en cuanto a diámetros y espesores.
- Minimizar el número de dobleces a realizar.
- Minimizar el número de soldaduras a realizar.

En los procesos de fabricación de piezas también se pueden contener los costes escogiendo la mayor tolerancia posible que cumpla con las especificaciones de diseño. No es de menospreciar la importancia de reducir los costes de fabricación aunque solo sea en una pequeña cantidad por unidad, debemos pensar que si un componente se va a fabricar en grandes series, este ahorro unitario multiplicado por todas las unidades fabricadas puede llegar a ser una cifra nada despreciable.

## 4.2 Geometría básica.

La geometría básica del chasis será acorde con los diseños convencionales más utilizados en la actualidad. De los diseños convencionales podemos extraer la siguiente información útil para nuestro propio diseño:

- Depósito de combustible bajo la columna de dirección y entre las piernas del piloto.
- Disposición del motor al lado derecho del asiento del piloto.
- Radiador al lado izquierdo del piloto.
- El asiento del piloto se apoya principalmente sobre los dos tubos transversales principales del chasis.
- Soportes para pedales y parachoques salientes del cuadro principal.
- Soportes para los rodamientos del eje trasero perpendiculares al plano del chasis.



Fig\_33: Geometría básica del chasis y despiece [9]



### 4.3 Tubos y material de los mismos.

#### **Tubos.**

Los tubos utilizados en la construcción del chasis suelen tener un diámetro entorno a los 30 mm [9] y espesores de entre 2 y 4 mm. El valor definitivo de diámetro y espesor lo determinaremos después de los resultados obtenidos en la etapa de análisis. Como ya se ha comentado antes habrá que tratar de realizar el menor número de dobleces y soldaduras posible, lo cual se tendrá en cuenta a la hora de determinar los lugares de soldadura.

Los tubos deben ser recubiertos con una pintura para metal con el objetivo de evitar los fenómenos de oxidación y corrosión que podrían disminuir las propiedades mecánicas del chasis.

#### **Material.**

El material a emplear según se especifica en el Reglamento Técnico General de la RFEDA será acero estructural o aleación de acero estructural, respondiendo a las clasificaciones ISO 4948 y a las designaciones ISO 4949. Están prohibidas las aleaciones de acero cuyo contenido en masa de un elemento de aleación sea superior a un 5%. Las propiedades físicas y mecánicas típicas de un acero para estas aplicaciones son:

Módulo de elasticidad  $E = 210 \text{ GPa}$

Coefficiente de Poisson  $\nu = 0.3$

Módulo de cizalladura  $G = 81 \text{ GPa}$

Límite elástico  $S_y = 355 \text{ MPa}$  (depende bastante del tipo de acero)

Densidad  $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$

Ya que se realizarán soldaduras en el conjunto del chasis, es importante conocer cómo afectan los elementos de aleación a la soldabilidad del acero. Se utiliza el % de carbono equivalente, a mayor %Ceq menor soldabilidad. La expresión utilizada por el Instituto Internacional de Soldadura es la siguiente:

$$C_{eq} = C + \frac{Mn}{6} + \frac{(Cu + Ni)}{15} + \frac{(Cr + Mo + V)}{5}$$

## 4.4 Condición de Ackerman.

Este aspecto es muy importante a la hora de diseñar el mecanismo de dirección, como no es ese el objetivo del presente proyecto explicaremos brevemente en qué consiste la condición de Ackerman.

Cuando el vehículo automóvil se inscribe en una curva, las ruedas interiores y exteriores tendrán radios de giro diferentes. Suponiendo que las ruedas directrices exterior e interior tengan el mismo ángulo de deriva (ángulo en el plano horizontal que giran las ruedas al girar el volante), cada rueda tendrá un CIR distinto, por lo que se producirá un deslizamiento relativo en una o en las dos ruedas. Gracias a la condición de Ackerman se consigue que para un mismo giro del volante, las ruedas directrices exterior e interior presenten un ángulo de deriva diferente que permita que exista un único CIR. [I]

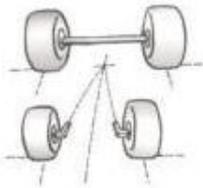


Fig4: Esquema mostrando el efecto Ackerman



Fig5: Esquema del tren delantero de un kart mostrando el efecto Ackerman

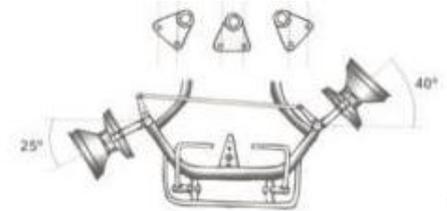


Fig5: Esquema del tren delantero de un kart mostrando una dirección de doble perno

Fig\_34: Condición de Ackerman en un kart [V]

La condición de Ackerman se verifica según la siguiente expresión:

$$\cotg\delta_e - \cotg\delta_i = \frac{a}{B}$$

$\delta_e$ : Ángulo de deriva exterior

$\delta_i$ : Ángulo de deriva interior

$a$ : Ancho de vía anterior

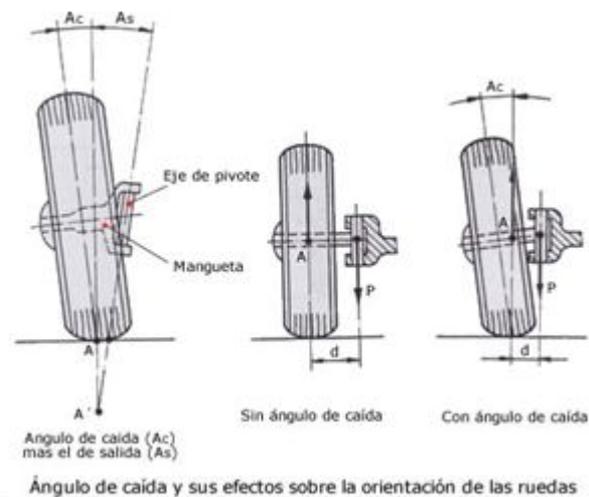
$B$ : Batalla o distancia entre ejes



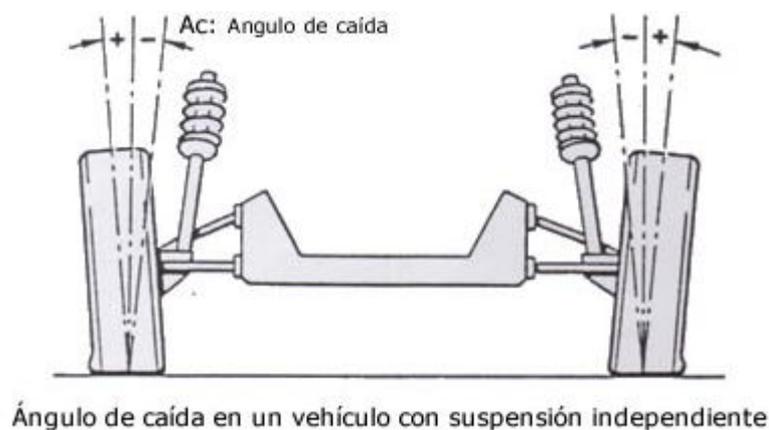
## 4.5 Ángulo de caída (camber).

El ángulo de caída ( $A_c$ ), es el ángulo que forma el plano medio de la rueda con la normal al plano de rodadura. Este ángulo coincidirá con el que forma el eje de giro de la rueda con el plano de rodadura. Los diseños incluyen esta inclinación al eje de la rueda por las siguientes razones: [I]

- Para reducir el brazo de palanca  $d$  sin necesidad de que el ángulo de salida ( $A_s$ ) sea muy grande.
- Para que las ruedas se adapten al bombeo de la carretera, contrarrestando el esfuerzo que tiende a separarlas.
- Para bajar el centro de gravedad de las ruedas, y por lo tanto del vehículo, con las ventajas consiguientes al tomar las curvas.



Fig\_37: Ángulo de caída [10]



Fig\_38: Criterio de signos para el ángulo de caída [10]

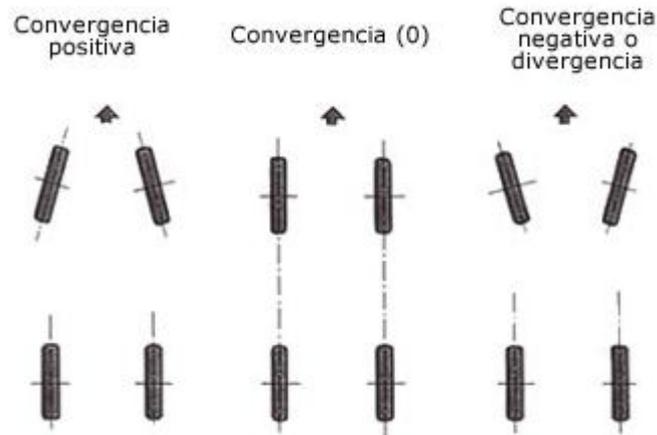


- $A_c$  ligeramente positivo (hacia fuera) implica un menor desgaste del neumático y por ello una mayor vida del mismo. Una caída positiva ayuda a un levantamiento gradual y fluido de la rueda trasera interior, pero también disminuye el agarre delantero durante toda la curva. [VI]
- $A_c$  negativo (hacia dentro) mejora el comportamiento lateral en curva y estabilidad. Con una caída negativa el kart entra mejor en la primera parte de la curva, la dirección gana efectividad. En la segunda parte de la curva (paso por curva y aceleración) el neumático sufre una deformación transversal que se compensa con una caída negativa, y así aprovecha toda la superficie del neumático. Es una buena opción para circuitos revirados y mucha goma en pista, que aumenta la velocidad de paso por curva y la deformación del neumático. [VI]

Se tendrá que llegar a una solución de compromiso que habitualmente está entre  $0^\circ$  y  $-1^\circ 20'$ .

## 4.6 Ángulo de convergencia.

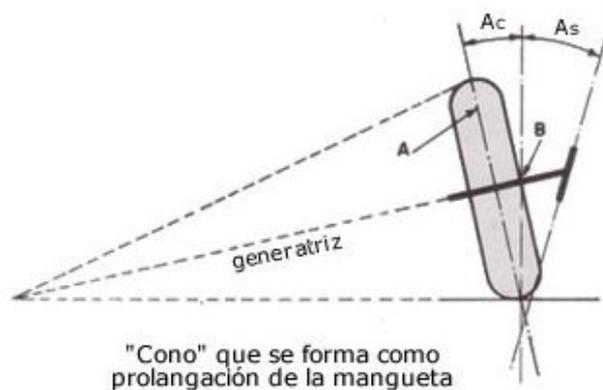
La convergencia estática se define como el ángulo formado por el plano central del vehículo en dirección longitudinal y la línea que resulta de la intersección del plano central de una rueda con el plano de la carretera. Este ángulo se considera positivo (convergencia) cuando la parte delantera de la rueda está girada hacia el interior del vehículo. Se considera negativo (divergencia) en el caso contrario al anterior. [I]



Fig\_39: Criterio de signos para el ángulo de convergencia [10]

El valor de la convergencia se mide en milímetros y es la diferencia de distancia existente entre las partes delanteras y traseras de las llantas a la altura de la mangueta; está entre 1 y 10 mm para vehículos con tracción trasera y entre 0 y -2 mm para vehículos con tracción delantera. [10]

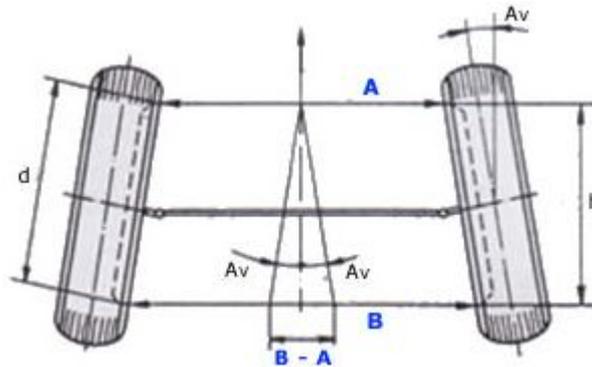
El ángulo de caída ( $A_c$ ) y el de salida ( $A_s$ ) hace que la rueda esté inclinada respecto al terreno y que al rodar lo haga sobre la generatriz de un “cono” lo que implica que las ruedas tienden a abrirse. Para corregir esto se cierran las ruedas por su parte delantera, con lo que adelanta el vértice del cono en el sentido de la marcha. [10]



Fig\_40: Cono de prolongación de la mangueta [10]

El ángulo de convergencia  $A_v$  se puede expresar siguiendo la siguiente expresión:

$$\operatorname{tg} A_v = \frac{B - A}{2h}$$



Fig\_41: Expresión matemática de  $A_v$  [10]

Se escoge convergencia o divergencia en función de si el vehículo es de tracción trasera o delantera:

- **Propulsión trasera:** La resistencia a la rodadura de las ruedas delanteras crea un par que tiende a abrir ambas ruedas, para compensar este efecto, se contrarresta con un ángulo de convergencia positivo – convergencia.
- **Tracción delantera:** El esfuerzo de tracción de las ruedas produce un par de actúa en sentido contrario que en el caso anterior, es decir, tendiendo a cerrar las ruedas en vez de abrirlas, por consiguiente para compensar esta tendencia será necesario dotar a las ruedas de un ángulo de convergencia negativo – divergencia.

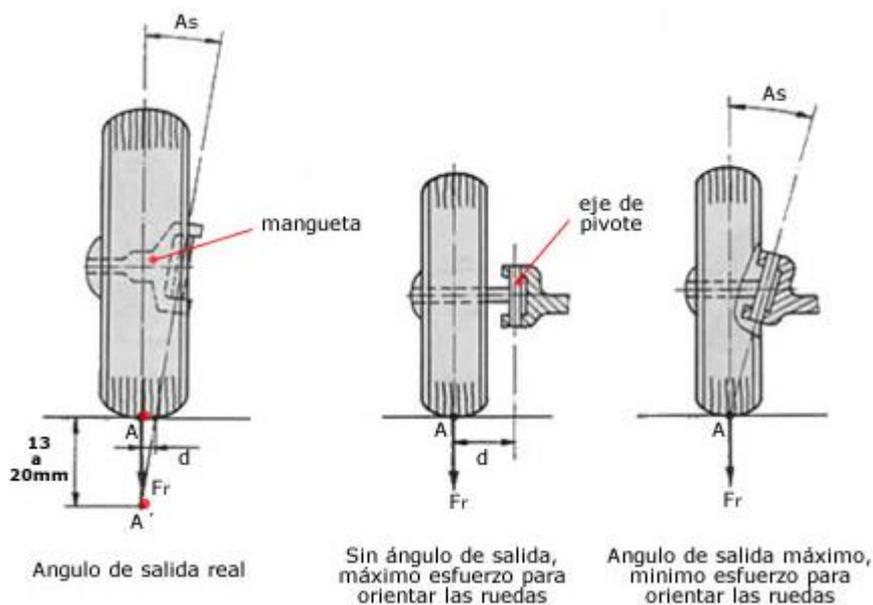
Una ligera convergencia permite que el kart sea más estable en línea recta, y proporciona una transición suave entre la línea recta y las curvas. En condiciones de seco y curvas rápidas, se suele usar una pequeña convergencia, porque aumenta la carga en la rueda delantera externa, lo cual mejora el paso por curva. [VI]

Una pequeña divergencia aumenta la respuesta al volante, tiende a hacer la transición entra la línea recta y las curvas más rápidas y violentas. Se utiliza para ayudar a calentar los neumáticos delanteros especialmente en condiciones de lluvia, que además favorece la respuesta del volante, y contrarresta el típico subviraje sobre suelo mojado. [VI]

## 4.7 Ángulo de salida.

Es el ángulo que forma el eje de la articulación de la mangueta con el plano vertical, visto el vehículo en alzado. Los ángulos de salida y de caída están en el mismo plano. El ángulo de salida  $A_s$  suele estar comprendido entre  $5^\circ$  y  $10^\circ$ , siendo en la mayoría de los vehículos de  $6^\circ$  a  $7^\circ$ .

Esta disposición del pivote sobre el que se mueve la mangueta reduce el esfuerzo a realizar para la orientación de la rueda ya que, depende directamente de la distancia “d” (figura inferior) cuanto menor sea “d” menor será el esfuerzo a realizar con el volante para orientar las ruedas. Este esfuerzo será nulo cuando el eje del pivote pase por el punto “A”, centro de la superficie de contacto del neumático con el suelo. En este caso solo habría que vencer el esfuerzo de resistencia de rodadura ( $F_r$ ) correspondiente al ancho del neumático, ya que el par de giro sería nulo. En la práctica “d” no puede ser cero ya que, entonces la dirección se volvería inestable. [10]



Fig\_42: Ángulo de salida y sus efectos sobre la orientación de las ruedas [10]

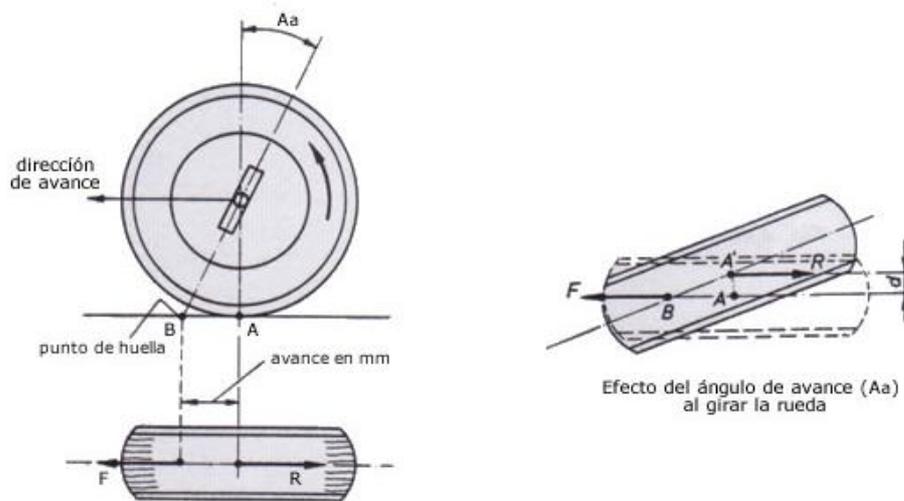
Las fuerzas de retroceso resultan de la inclinación del eje de pivote, las cuales, después del paso por curva hacen volver a las ruedas a la posición en línea recta en sentido de la marcha. Esto se debe a que al orientar la rueda para tomar una curva, como gira sobre el eje de pivote y éste está inclinado, la rueda tiende a hundirse en el suelo, y como no puede hacerlo, es la carrocería la que se levanta, mientras que su peso propio se opone. En cuanto se suelte el volante de dirección, el peso de la carrocería hará volver la rueda a su posición de marcha en línea recta. [10]

## 4.8 Avance.

Se denomina ángulo de avance ( $Aa$ ) al ángulo que forma la prolongación del eje del pivote con el eje vertical que pasa por el centro de la rueda y en el sentido de avance de la misma.

Cuando el eje trasero del vehículo es el eje motriz (propulsión), el eje delantero es empujado desde atrás, lo que supone una inestabilidad en la dirección. Esto se corrige dando al pivote un cierto ángulo de avance, de forma que su eje corte a la línea de desplazamiento un poco por delante del punto A de apoyo de la rueda. Con ello aparece una acción de remolque en la propia rueda que da sujeción a la dirección, haciendo que el punto A de apoyo tienda a estar siempre en línea recta y por detrás del punto B de impulsión [10]

Al girar la dirección, la fuerza de rozamiento neumático-calzada localizada en el punto A' con brazo de palanca  $d$ , crea un par autoalineante que devuelve la rueda a su posición de línea recta y entonces este par tiende a cero conforme disminuye la distancia  $d$ .



Fig\_43: Ángulo de avance y sus efectos sobre la orientación de las ruedas [10]

Como se ha explicado, el efecto fundamental del ángulo de avance consiste en estabilizar la dirección por medio del par autoalineante de las ruedas. El avance debe ser tal, que se cumpla la misión encomendada sin perturbar otras condiciones direccionales. Si este ángulo es grande, el par creado también lo es, haciendo que las ruedas se orienten violentamente. Si por el contrario, este ángulo es insuficiente, la dirección resultará inestable. [10]



El ángulo de avance suele estar comprendido entre  $0^\circ$  y  $4^\circ$  para vehículos con tracción delantera y entre  $6^\circ$  y  $12^\circ$  para vehículos con tracción trasera. En el caso de los karts el valor más empleado es de  $15^\circ$  para dotar al kart de la estabilidad en línea recta requerida. Este ángulo de avance mayor de lo normal es debido a que el radio de una rueda de kart es bastante más pequeño que el de un vehículo automóvil, por lo que para incrementar el brazo de palanca del par autoalineante se opta por aumentar dicho ángulo.

En un kart, el avance también modificará el efecto del diferencial (siguiente apartado). A mayor avance, más se levantará la rueda trasera interior en la entrada de los giros. Se puede jugar con él para conseguir que el chasis entre con facilidad en las curvas. Con chasis bastante rígidos y pilotos ligeros es mejor usar un avance pequeño, por el contrario, se puede aumentar el avance en chasis muy flexibles o con pilotos muy pesados, que obligan a trabajar al chasis para conseguir levantar la rueda trasera interna en la entrada de las curvas. [VI]



## 4.9 Efecto del diferencial.

Estando el kart sobre una superficie plana, cuando se empuja el kart con las ruedas rectas, este apenas ofrece resistencia al avance, pero cuando lo hace con las ruedas giradas se observa que ofrece una gran resistencia al avance, porque el eje trasero empuja a la parte delantera a seguir en línea recta a pesar de tener las ruedas giradas. Si consideramos el chasis como infinitamente rígido (indeformable), al girar las ruedas delanteras, la parte delantera y trasera no están en el mismo plano horizontal, y el chasis se apoyará solo en tres ruedas: las dos traseras y la delantera interior. [IV]

Sin embargo a una velocidad habitual de paso por curva, debido a la fuerza centrífuga aplicada sobre el centro de gravedad del vehículo situado por encima de los ejes delantero y trasero, cambiará el punto de apoyo a la rueda exterior delantera. El apoyo en giros se basa principalmente en tres ruedas: las dos delanteras y la trasera externa, estando siempre la trasera interna considerablemente descargada. Este fenómeno permite que el kart pueda girar con facilidad, y que el motor no tenga que vencer una gran resistencia al avance cuando acelera en la salida de las curvas. Debido a que el chasis posee siempre una cierta flexibilidad, este fenómeno se ve atenuado. [IV]

La inclinación lateral en las curvas, se obtiene por la acción combinada del avance, la anchura del kart, la convergencia, la rigidez del chasis y el peso del kart y piloto.

El efecto del diferencial cobra más importancia en la entrada de las curvas, donde es necesario descargar la rueda trasera interior, para evitar que la parte trasera empuje a la delantera a seguir en línea recta, y así poder variar la dirección del kart. Configurar el efecto diferencial determinará la facilidad del chasis para entrar en las curvas. Un efecto del diferencial exagerado, hará que la rueda trasera interior se levante con violencia, produciendo un kart sobrevirador. Por el contrario, un efecto insuficiente, hará que la parte trasera empuje a la delantera produciendo subviraje. [IV]



# Capítulo 5: Modelado del chasis.

## 5.1 Introducción al modelado con PTC Creo.

Para el modelado del chasis constituido principalmente por tubos de acero se empleará el programa PTC Creo. Creo es una familia de software de diseño que da soporte al diseño de producto para los fabricantes y ha sido desarrollada por PTC. Creo se ejecuta en Microsoft Windows y ofrece aplicaciones para diseño en 2D, CAD 3D con modelado paramétrico de funciones sólidas, modelado directo en 3D, análisis por elementos finitos y simulación, diseño esquemático, ilustración técnica y visualizaciones.

La familia de aplicaciones de Creo reemplazan a los productos PTC anteriormente conocidos como Pro/Engineer, CoCreate y ProductView.



Fig\_44: PTC Creo, the product development company

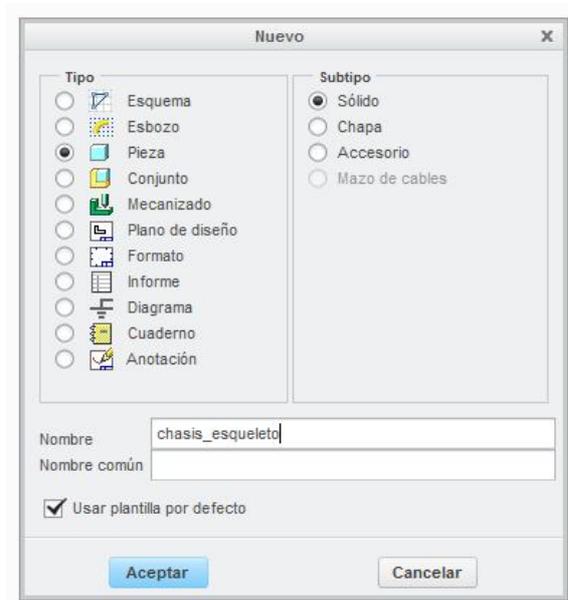
Modelaremos la parte principal del chasis como una pieza (part) y añadiremos en un ensamblaje (assembly) los apoyos del eje trasero y apoyos de las manguetas. A la hora de modelar el chasis se han elegido cotas, diámetro y espesor de los tubos típicos. Posteriormente si gracias a la etapa de análisis se estima oportuno cambiar algún parámetro geométrico así se hará sobre el primer modelo de chasis que explicaremos a continuación cómo ha sido modelado.

El diseño del chasis sigue en líneas generales el modelo de chasis *Piuma*, base de la gran mayoría de chasis usados en la actualidad que tiene su origen en los años 60 cuando los hermanos Pederzanni lo diseñaron bajo el nombre de la marca Tecno. [VI]

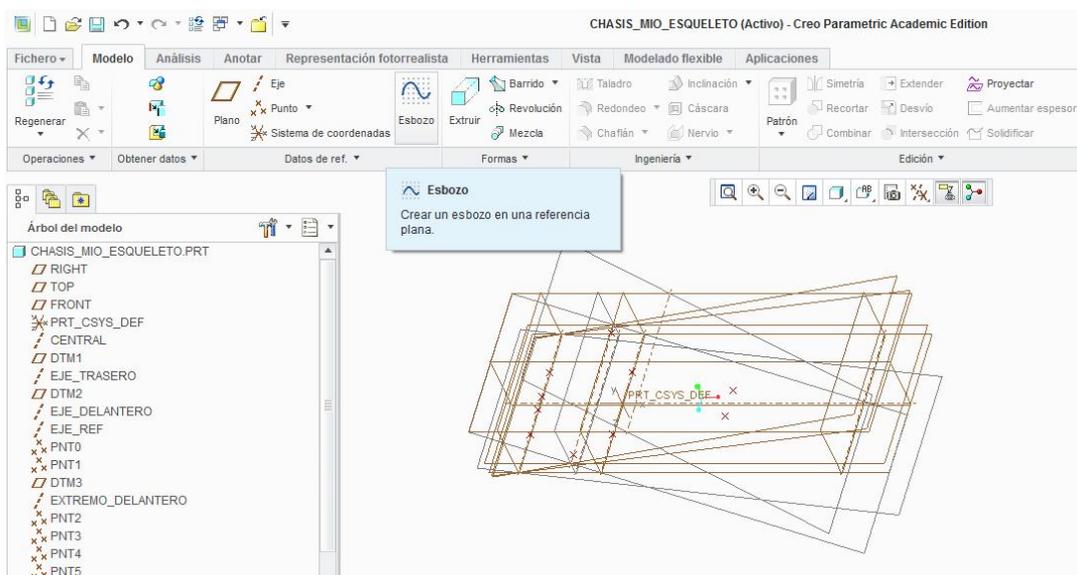


## 5.2 Modelado del esqueleto básico.

Comenzamos creando un nuevo archivo tipo *pieza* en el cual esbozaremos la geometría básica del chasis. Para poder usar la herramienta de **esbozo** es necesario seleccionar un plano de esbozo. Dado que nuestro chasis es un modelo tridimensional, tiene elementos en distintos planos del espacio, por lo que es necesario crear una serie de datos de referencia como puntos, ejes y planos para posteriormente poder esbozar. Cabe mencionar que al comenzar hemos tenido que escoger el sistema de unidades que deseamos: milímetro/newton/segundo.



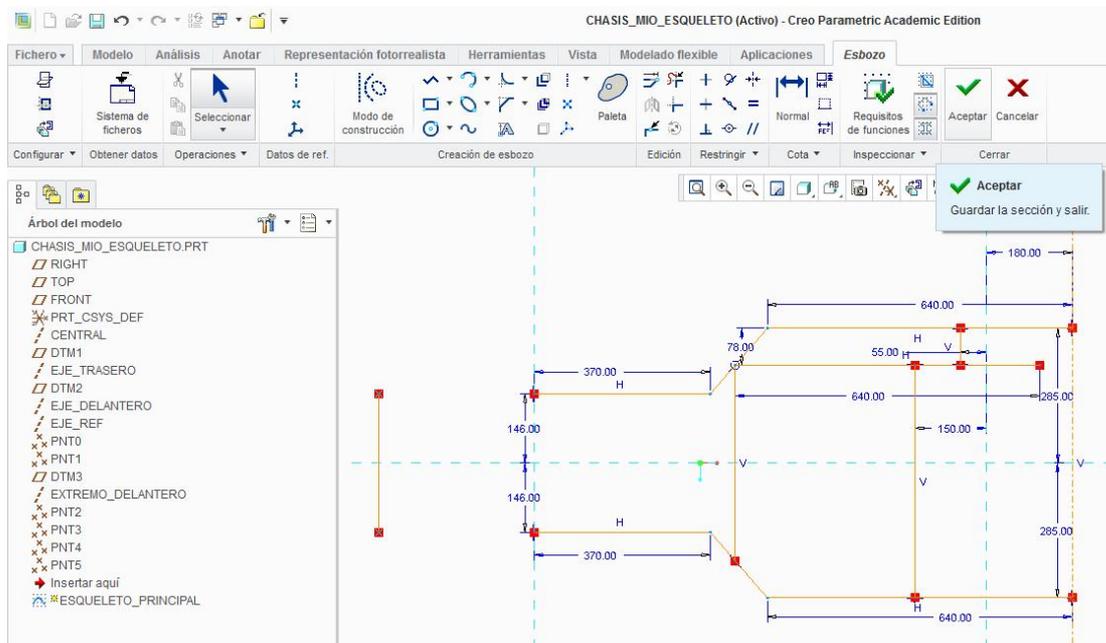
Fig\_45: Nuevo, pieza, sólido



Fig\_46: Funciones de referencia y función esbozo

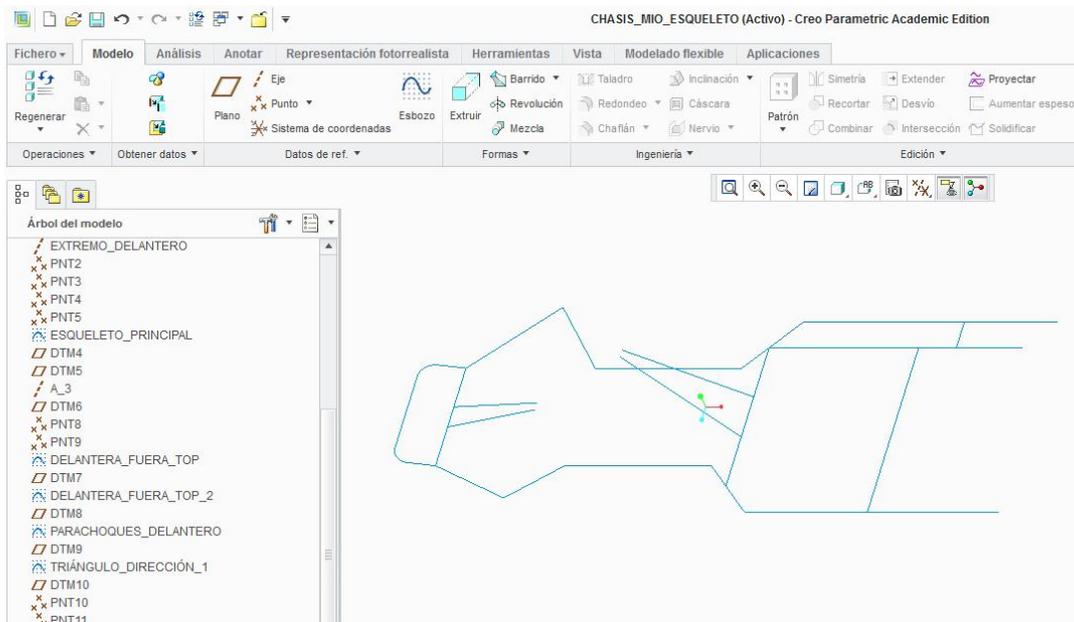


Una vez tenemos claro qué orientación tiene en el espacio cada tubo del chasis, haciendo uso de la función esbozo, seleccionamos el plano deseado y dibujamos en él. Creo nos permite dentro de un esbozo seleccionar referencias para acotar las entidades respecto a ellas, facilitando el modelado y permitiendo capturar la intención de diseño.



Fig\_47: Uso de función esbozo

Tras realizar los esbozos pertinentes en los planos correspondientes nos queda definida la geometría básica del chasis. Estos esbozos servirán como trayectoria de barrido más adelante para dar forma a los tubos (definidos por un diámetro exterior y por un diámetro interior).



Fig\_48: Geometría básica del chasis



### 5.3 Modelado de tubos (funciones sólidas).

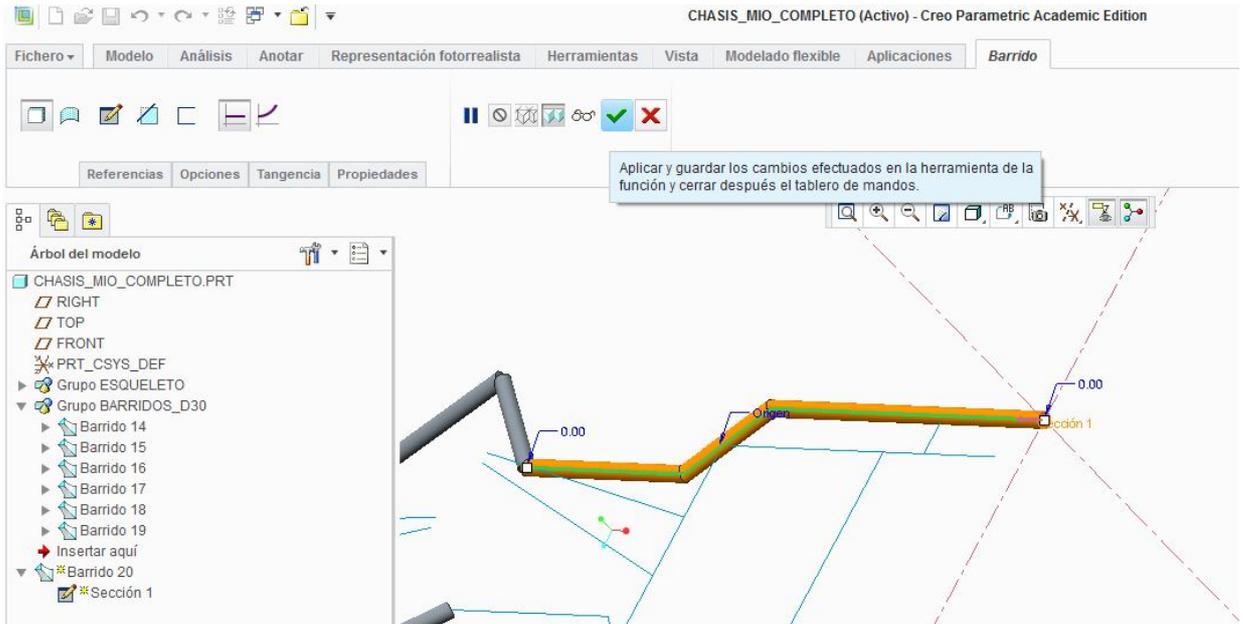
Para pasar del esqueleto al chasis formado por tubos haremos uso principalmente de la función de barrido y alguna extrusión. Para evitar problemas de regeneración con los tubos y que el modelo sea bastante parecido a la realidad (tener en cuenta qué tubos van soldados y cuales doblados) en vez de definir en una misma sección de barrido el diámetro interior y exterior del tubo; lo haremos en funciones de barrido diferentes.

Entre los criterios de diseño se encuentra el usar tubos con las mismas dimensiones de diámetro para reducir el coste de fabricación al emplear menor variedad de tubos. Para los tubos que desempeñan una función estructural en este diseño inicial se ha escogido un diámetro externo de 30 mm y un espesor de 3 mm (diámetro interno 24 mm). Los diámetros externos típicos más empleados son: 28, 30 y 32 mm con espesores de 2 o 3 mm, por lo que nuestra elección va escogida en consonancia con estos valores. Para los triángulos que dan soporte a la columna de dirección se han escogido barras de 15 mm de diámetro.

Cabe mencionar que no se modelarán los soportes y anclajes de los parachoques ni del motor, asiento, depósito y demás componentes por los siguientes motivos:

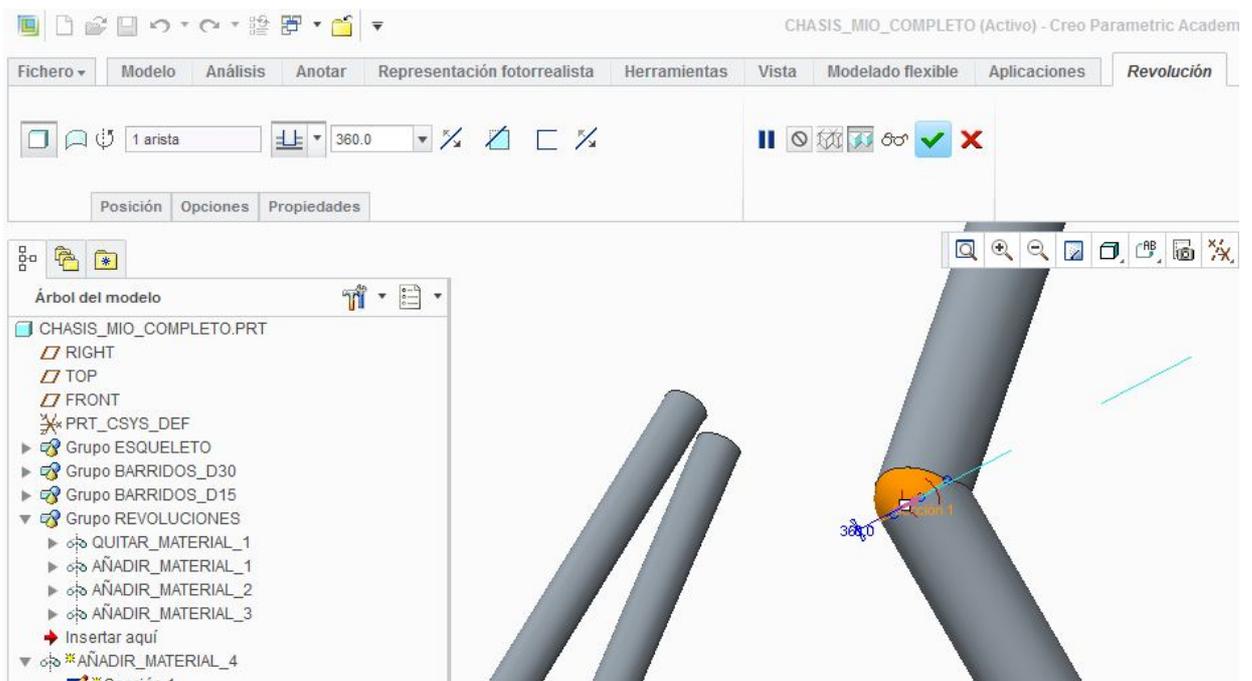
- No desempeñan la función estructural principal, y en la etapa de análisis deberían ser suprimidas para reducir el uso de recursos y coste computacional de los mismos.
- Este proyecto trata solo sobre el diseño y análisis de un chasis, al no trabajar con otros componentes con dimensiones especificadas (cotas del motor etc) no sabríamos en qué lugar exacto colocar estos soportes.
- Estos soportes podrían ser añadidos en el proceso de fabricación siendo soldados a los tubos del chasis para servir de apoyo a unos componentes concretos.

Para el modelado de los tubos haremos uso de la función de **barrido**, para emplear esta función primero debemos seleccionar la trayectoria de barrido (que en nuestro caso será un esbozo previo) y después definiremos la sección de barrido como un esbozo interno. Primero comenzamos haciendo barridos cuyo diámetro sea el diámetro externo de los tubos para crear material (en este caso 30 mm). Realizamos el mismo procedimiento para las barras de los triángulos que dan soporte a la columna de dirección (en este caso de 15 mm de diámetro).



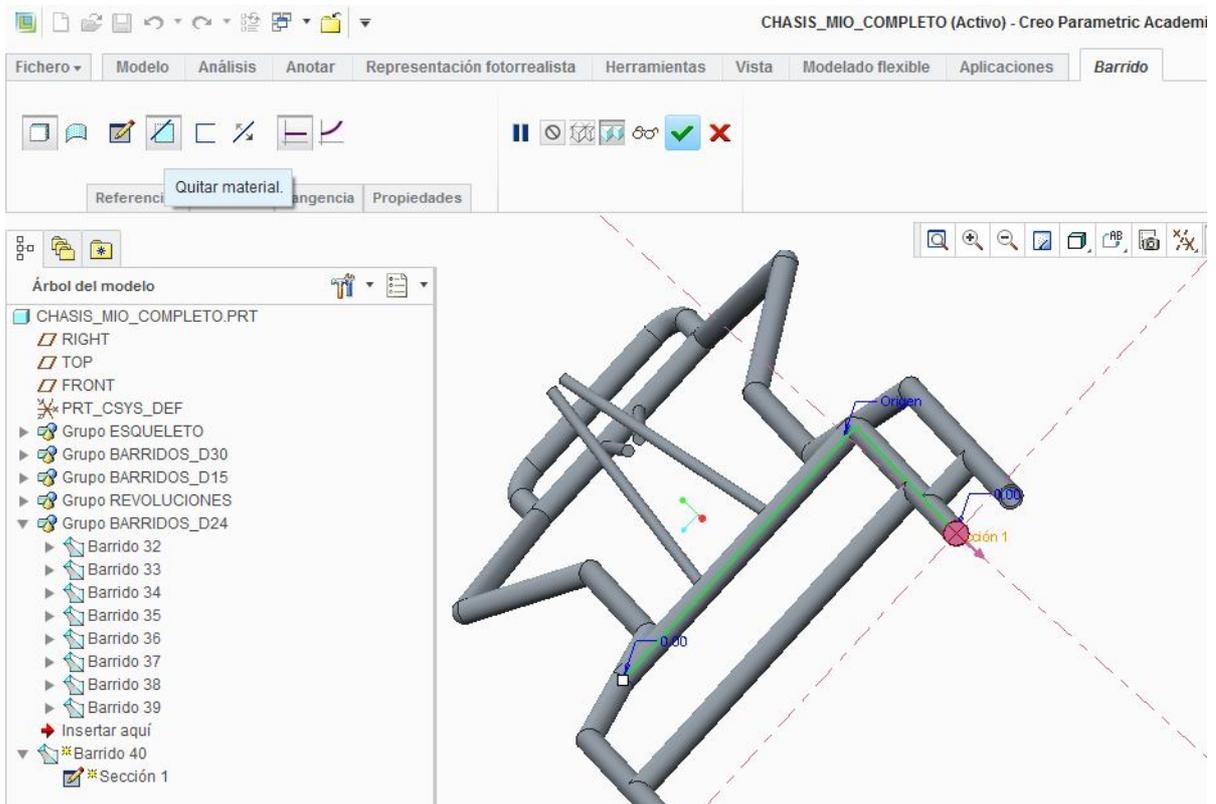
Fig\_49: Barrido de diámetro externo

Una vez realizado estos barridos, para conseguir hacer la unión suave entre tubos que se intersectan con un cierto ángulo hacemos uso de la función **revolución** para añadir el material necesario en la mayoría de los casos, ya que la opción de combinar extremos de la función de barrido nos da problemas con la regeneración del modelo. Para hacer una revolución seleccionamos la arista de corte entre dos cilindros como eje de revolución y esbozamos un semicírculo del mismo diámetro que los tubos para conectarlos de forma suave añadiendo material.



Fig\_50: Revolución en la unión de los tubos

Una vez hemos realizado el barrido con los diámetros externos de los tubos y el suavizado de las uniones, procedemos a hacer **barridos** con el diámetro interno de los tubos para eliminar material (en este caso 24 mm) de forma análoga que con los barridos de diámetro externo.

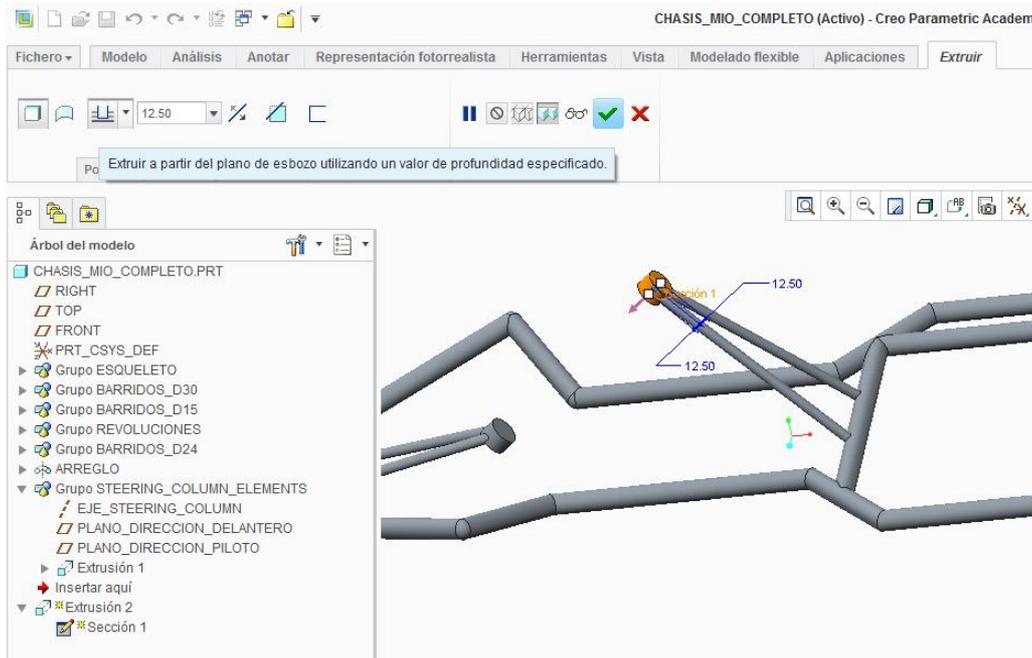


Fig\_51: Barrido de diámetro interno

Para crear los apoyos por donde pasará la columna de dirección primero creamos una serie de funciones de referencia como son el eje de la columna de dirección y dos planos perpendiculares a este eje para poder esbozar en ellos la sección de extrusión. Haremos uso de la función de **extrusión**, primero seleccionamos el plano en el que dibujar la sección de extrusión (circular) y después fijamos el valor de profundidad de extrusión deseado.

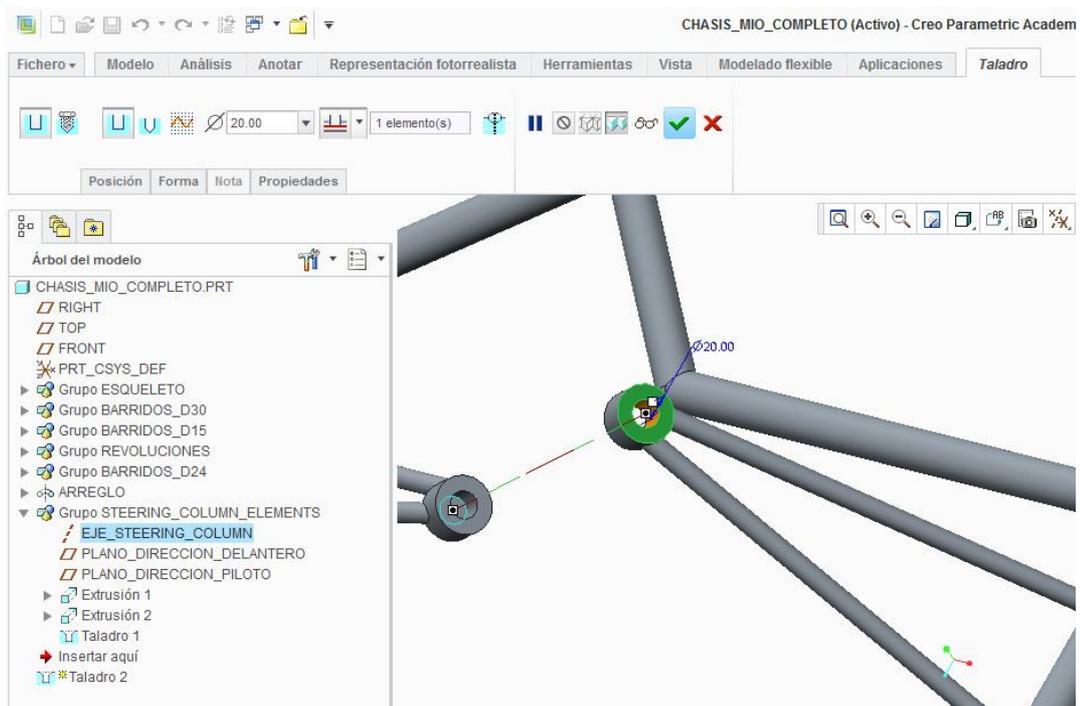
Realizamos el mismo procedimiento tanto para el apoyo del triángulo inferior como para el apoyo del triángulo más cercano al piloto.

Cabe mencionar que la diferencia sustancial entre una extrusión y un barrido es que siendo la sección constante a lo largo de la trayectoria, en la extrusión la trayectoria ha de ser una sola línea recta, mientras que en el barrido puede ser una curva, varias rectas o una combinación de ambas. De ahí vienen también las diferencias a la hora del uso de las dos funciones.



Fig\_52: Extrusión para apoyo de la columna de dirección

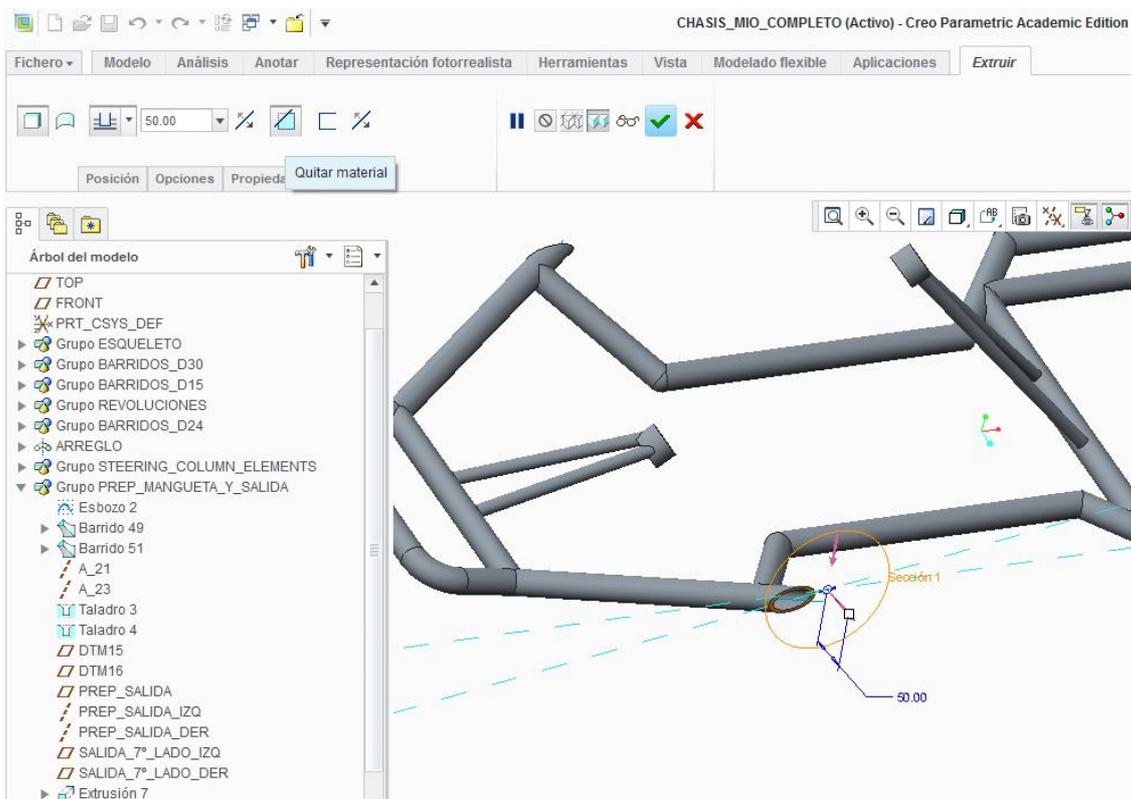
El siguiente paso es realizar un taladro en cada apoyo para que pueda pasar o apoyarse la columna de dirección. Por normativa la columna de dirección ha de tener un diámetro de como mínimo 18 mm, así que el diámetro de nuestros taladros será mayor que este. Haremos uso de la función de **taladro**, para lo cual seleccionamos la superficie normal al taladro, posicionamos el taladro coaxial a la extrusión anterior, ajustamos el diámetro y la profundidad (en los dos casos taladros pasantes).



Fig\_53: Taladro en el apoyo de la columna de dirección

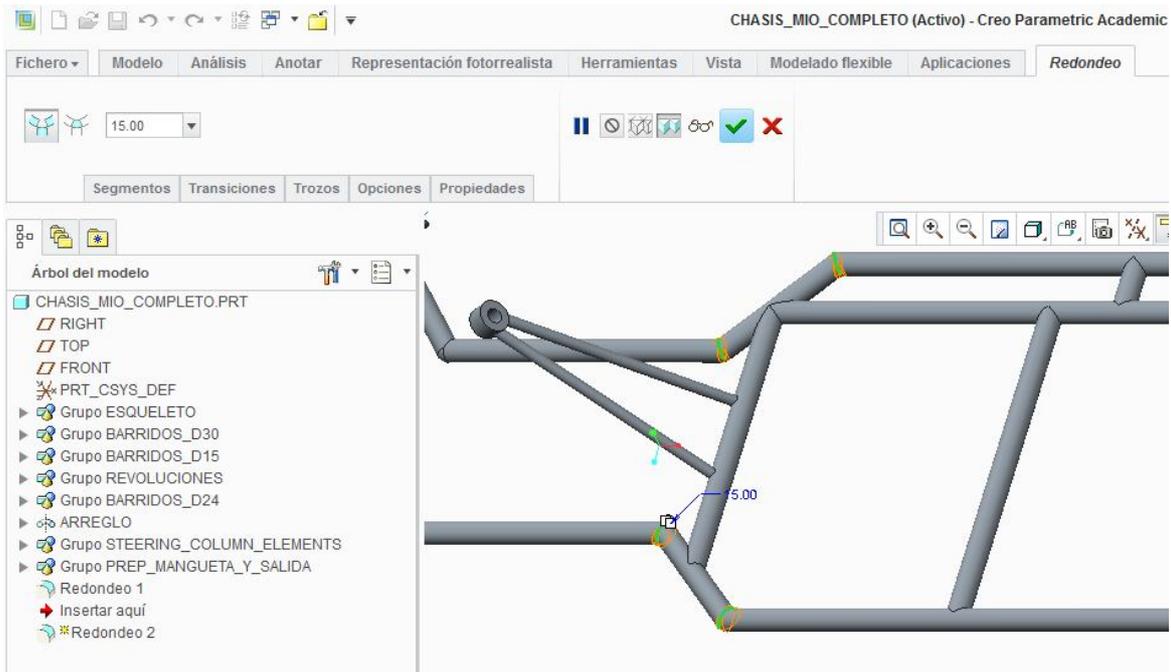


A continuación usaremos la función de **extrusión**, para realizar un corte que origine una superficie plana sobre la que se apoyarán (unión por soldadura en el chasis real) los soportes de las manguetas. A la hora de definir el plano de extrusión para este corte, puesto que la extrusión se realiza de forma normal a su plano de extrusión debemos considerar el *ángulo de salida* que deseamos que tenga nuestra mangueta. Un mayor ángulo de salida reduce el esfuerzo necesario para girar las ruedas. Creamos las funciones de referencia necesarias hasta llegar a crear un plano con una inclinación de  $7^\circ$  en este caso (ángulo de salida) y entonces realizamos una extrusión que elimine material en la dirección deseada.



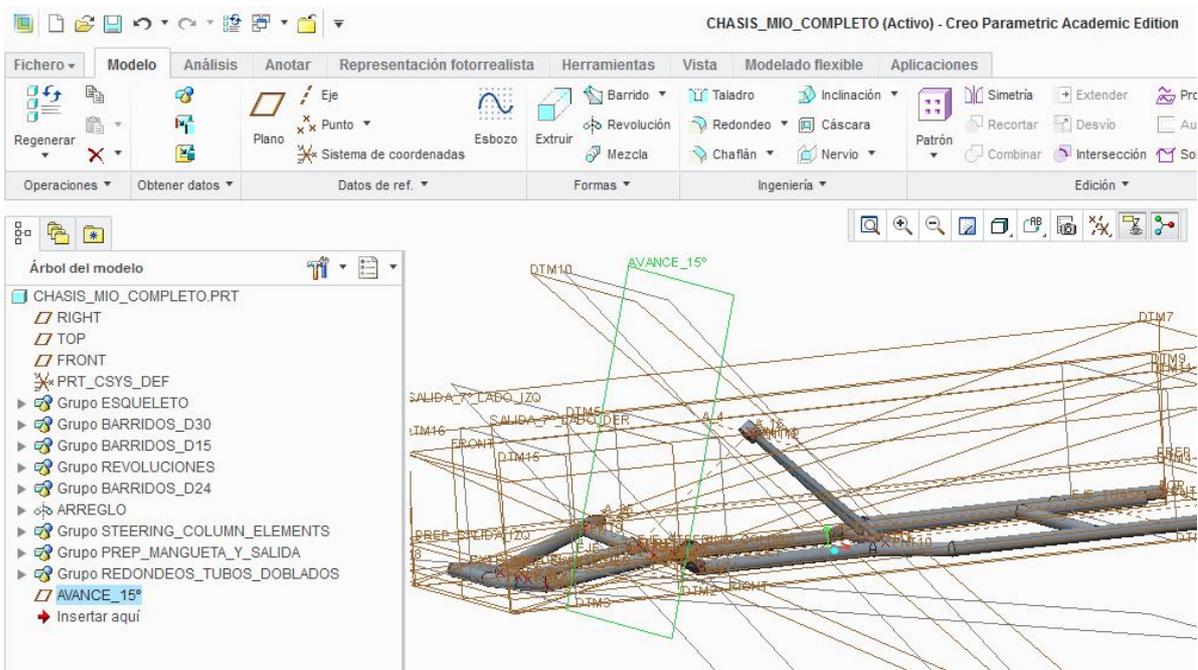
Fig\_54: Extrusión para apoyar la mangueta (ángulo de salida)

Posteriormente realizamos un par de funciones de **redondeo**, en lugares donde las barras según el proceso de fabricación serían dobladas para conseguir una apariencia más realista del chasis. Seleccionamos las aristas que queremos redondear y especificamos el valor del radio del redondeo.



Fig\_55: Redondeo en tubos doblados

Por último crearemos una función de referencia más, será un plano inclinado 15° respecto al plano horizontal. Este plano nos servirá más adelante cuando realicemos el ensamblaje de las manguetas y el chasis para definir el *ángulo de avance*. Dicho plano nos ayudará a fijar las referencias de posición de la mangueta.

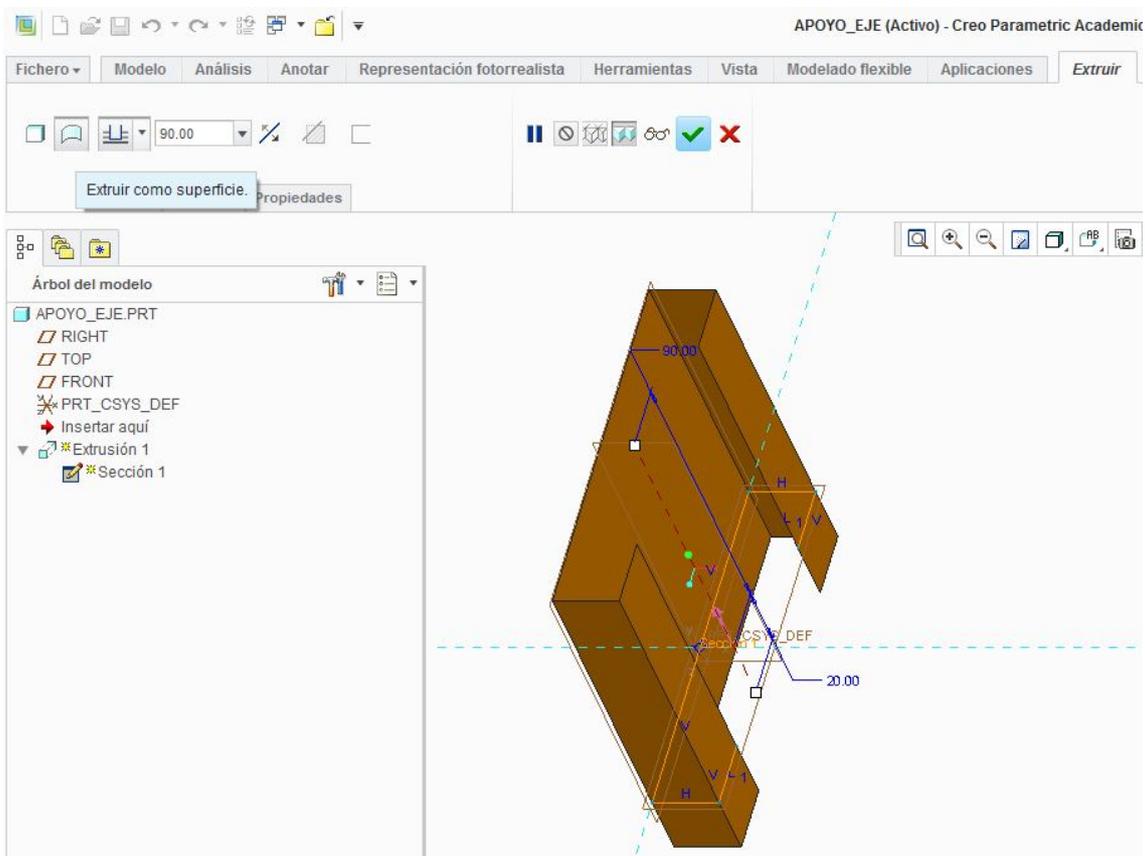


Fig\_56: Plano de referencia del avance

## 5.4 Modelado del apoyo del eje trasero.

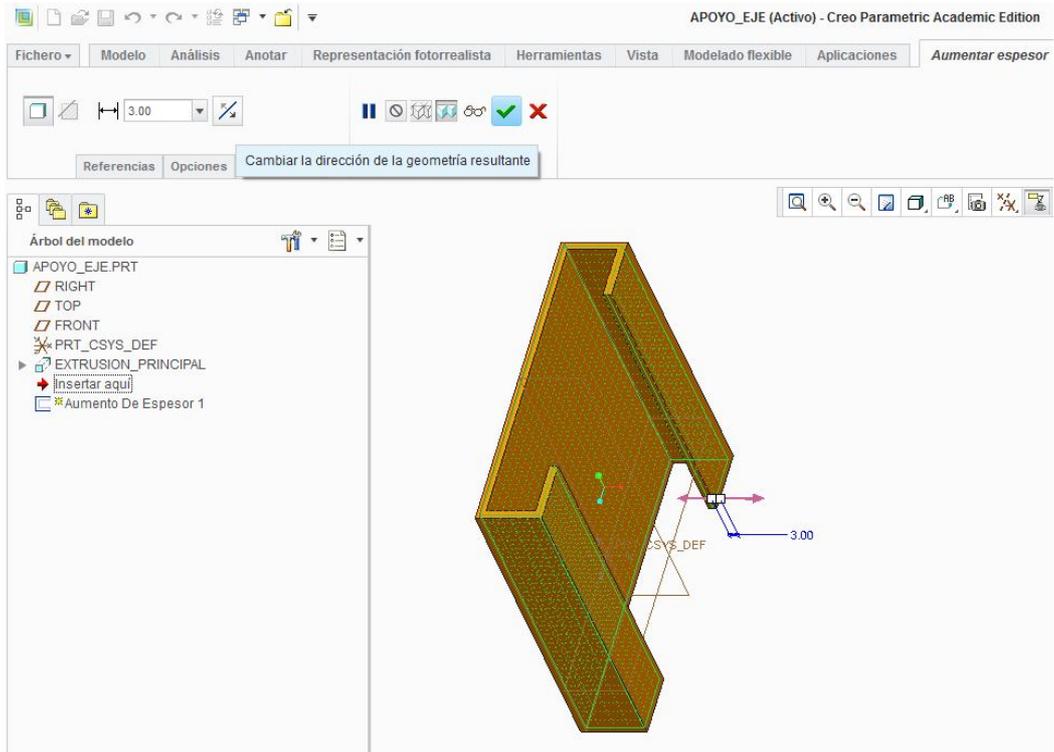
Los apoyos del eje trasero son unas piezas de acero plegado que se unen mediante soldadura a la parte trasera del chasis. Estas piezas dan soporte al eje rígido trasero y a sus rodamientos correspondientes. A continuación se explica cómo se ha modelado esta pieza para posteriormente colocarla en el conjunto del chasis.

En primer lugar creamos un nuevo archivo tipo *pieza* y comenzaremos por seleccionar un plano para realizar una **extrusión**. Para editar la definición de la función de extrusión principal dibujamos el esbozo deseado, ajustamos el valor de la profundidad y seleccionamos la opción de editar como superficie para más tarde añadir el espesor deseado.



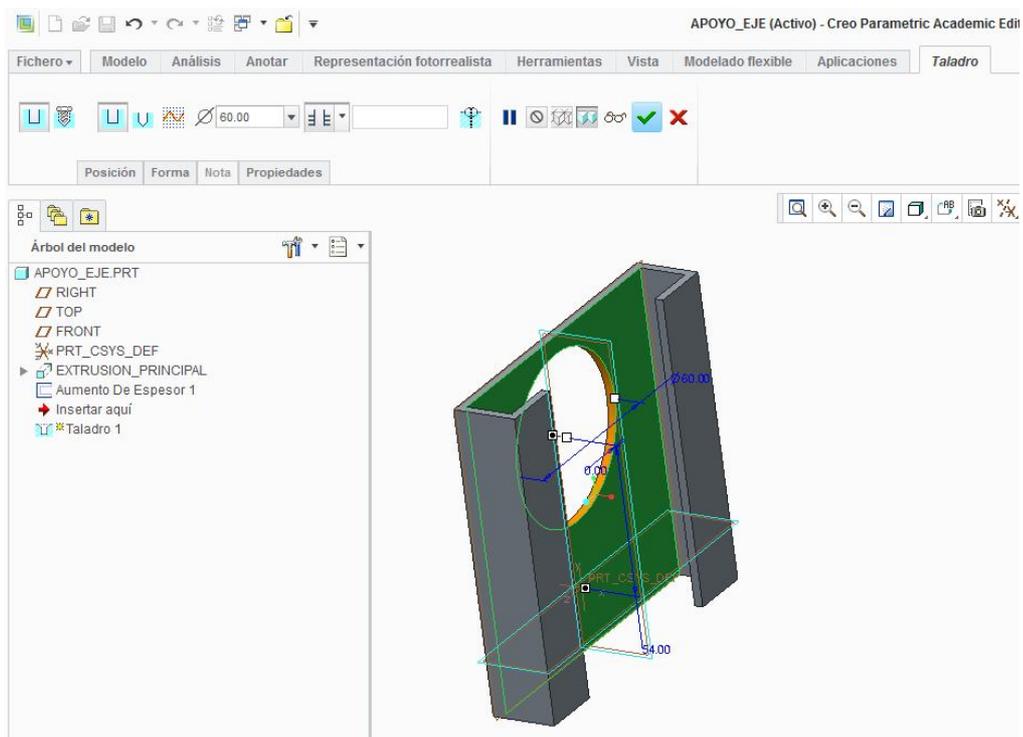
Fig\_57: Extrusión principal del apoyo del eje

A continuación hacemos uso de la función de **aumento de espesor** y se la aplicamos a la extrusión de superficie anterior. Hemos decidido editar el espesor de la pieza de esta forma porque es más fácil de modificar que editando el esbozo interno de la extrusión principal. Definimos el espesor de forma simétrica a ambos lados de la superficie de extrusión anteriormente creada.

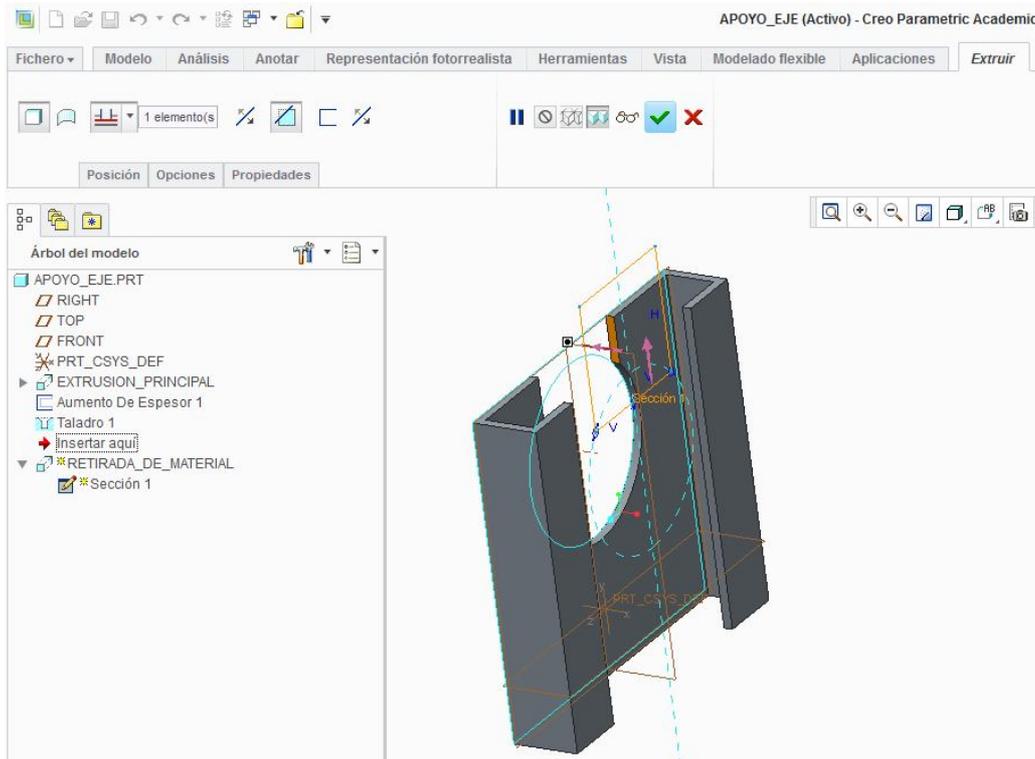


Fig\_58: Aumento de espesor

El siguiente paso es la retirada de material para dejar el hueco a través del que pasará el eje trasero. Para ello usamos la función de **taladro** y una **extrusión** eliminando material. Para el taladro tenemos en cuenta que el diámetro máximo de los ejes llega hasta los 50 mm, por lo que nuestro agujero será mayor.

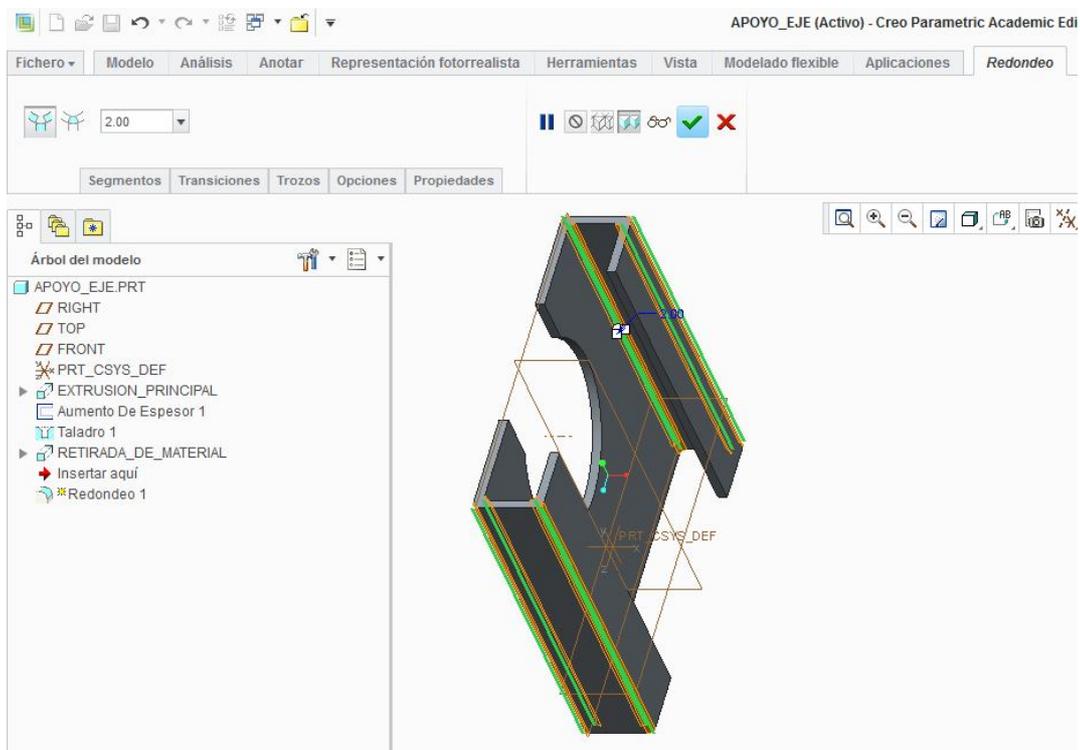


Fig\_59: Taladro apoyo



Fig\_60: Extrusión de retirada de material

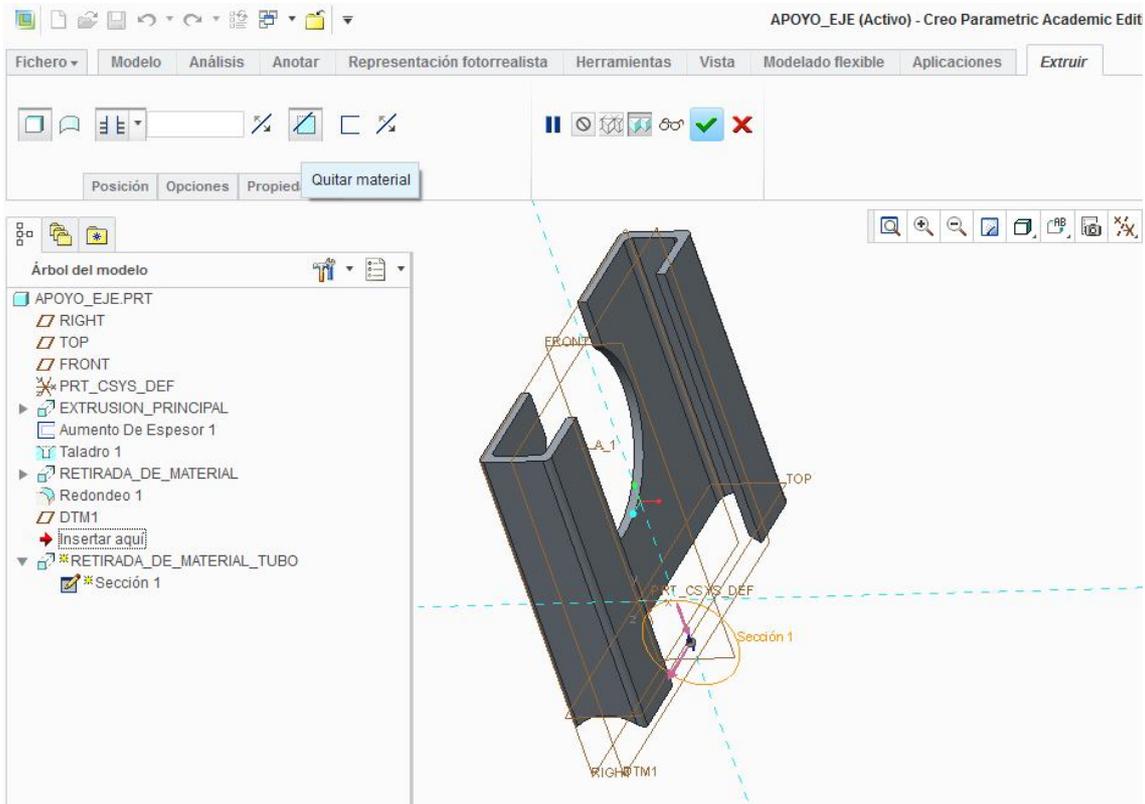
Para dar un aspecto más realista a la pieza, puesto que será fabricada a partir de un plegado, editamos una función de **redondeo** en las aristas seleccionadas.



Fig\_61: Redondeo de aristas



Finalmente haremos uso de una función de **extrusión** para quitar material y conseguir que el soporte del eje apoye perfectamente sobre los tubos del chasis. Para ello seleccionamos el plano de extrusión frontal y editamos un esbozo interno circular que representaría el contorno externo del tubo del chasis.

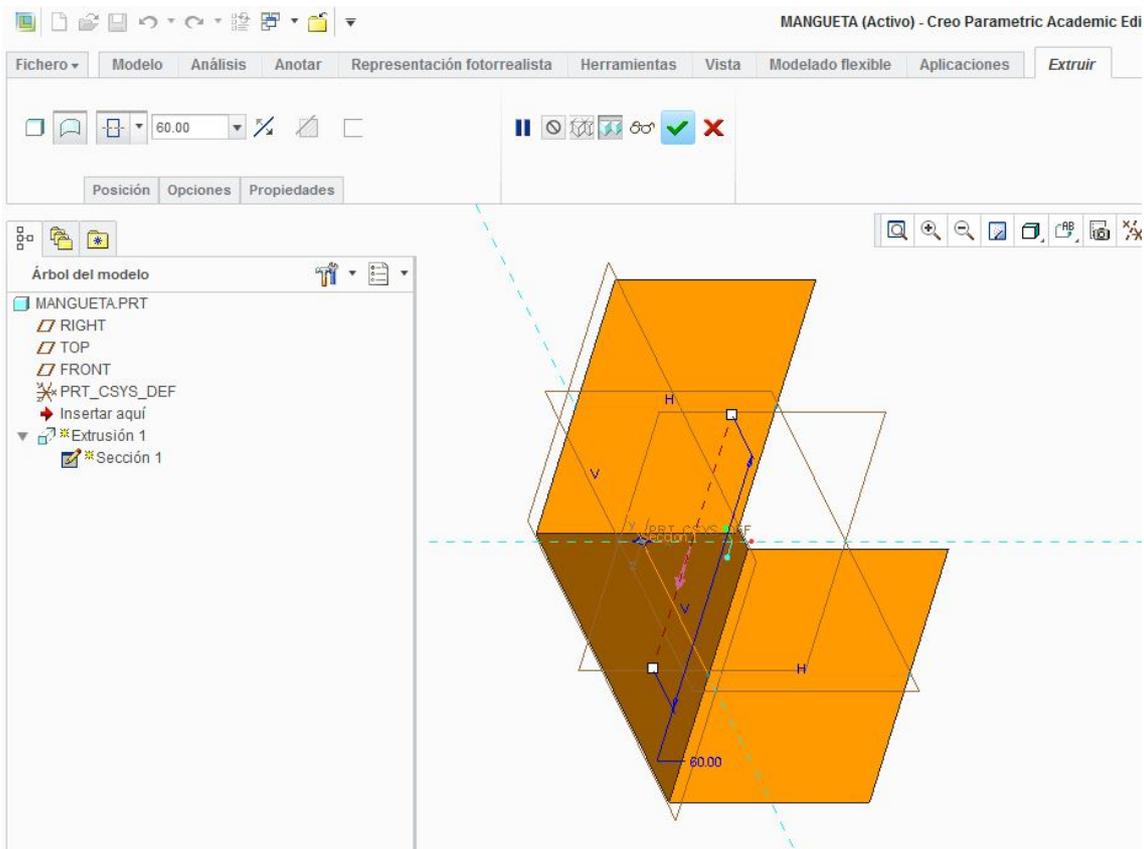


Fig\_62: Extrusión de retirada de material apoyo sobre tubo

## 5.5 Modelado del soporte de la mangueta.

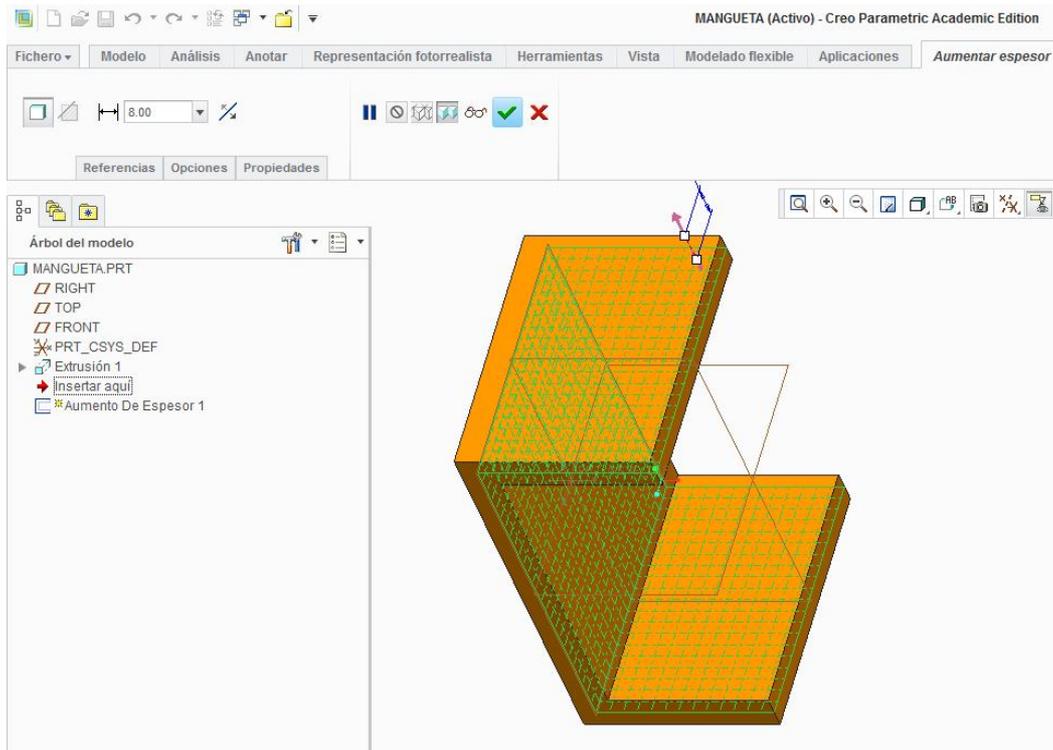
El soporte de la mangueta es una pieza fundamental para el tren delantero del kart. Esta pieza va soldada a un tubo del chasis, y su posición respecto al chasis fija los *ángulos de salida* y *avance* como veremos más adelante a la hora de ensamblar estos soportes con el cuerpo del chasis cuadro.

Para modelar esta pieza comenzamos por realizar una **extrusión** para dar forma a la geometría base. Utilizaremos una extrusión de superficie, por lo que esbozamos una sección de U y editamos el valor de la profundidad deseada.



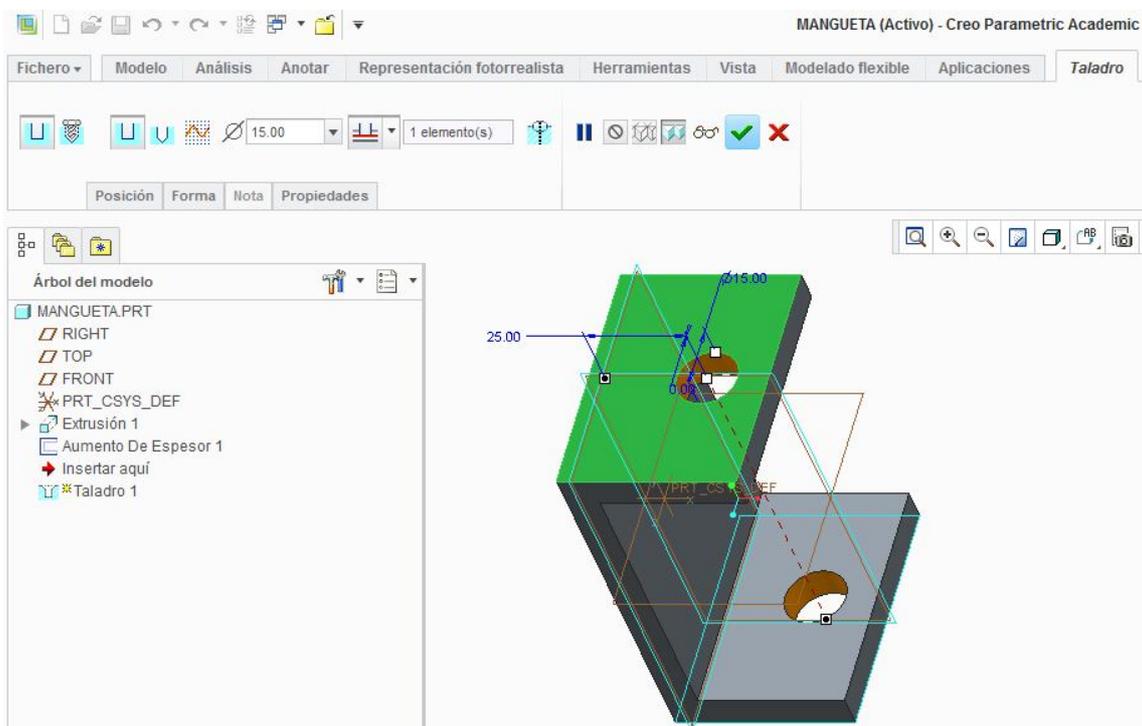
Fig\_63: Extrusión para crear la geometría básica del soporte de la mangueta

A continuación hacemos uso de la función de **aumento de espesor** (simétrico respecto a la superficie de extrusión) y damos a la extrusión el espesor requerido. Como ya se explicó anteriormente utilizamos esta función porque de esta forma es más fácil realizar modificaciones posteriores en el espesor de la pieza que fijando el espesor mediante el esbozo de la sección de extrusión.



Fig\_64: Aumento de espesor soporte de mangueta

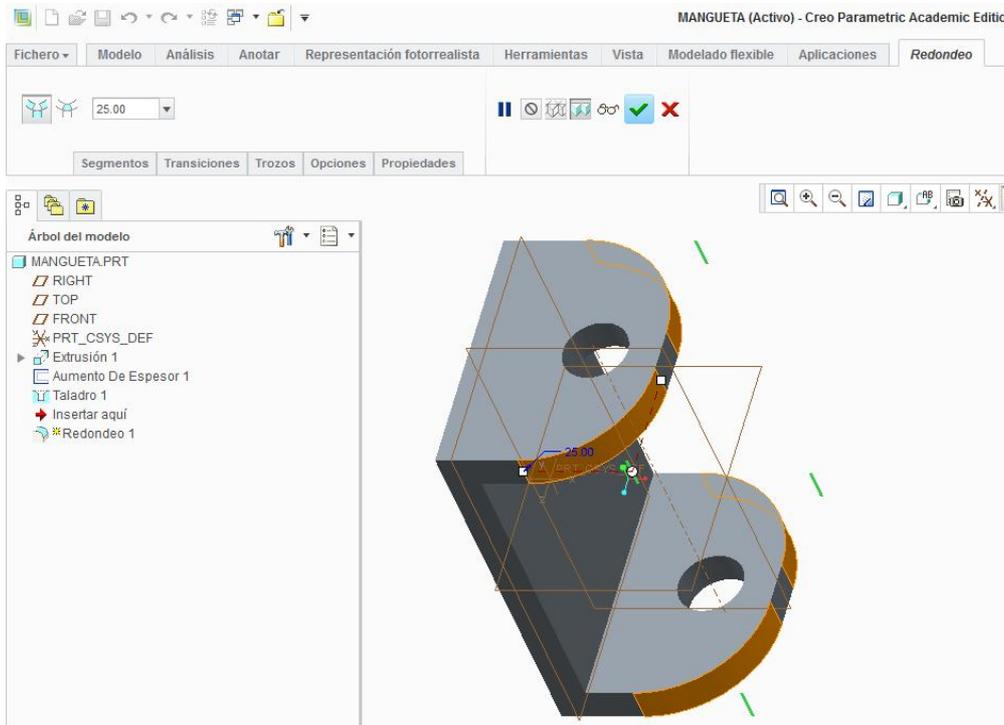
Posteriormente realizamos un **taladro** que atraviese las dos alas del soporte. Tenemos en cuenta que el diámetro del taladro permita el paso del eje de la mangueta a su través. Este eje suele tener un diámetro de 10 mm [11].



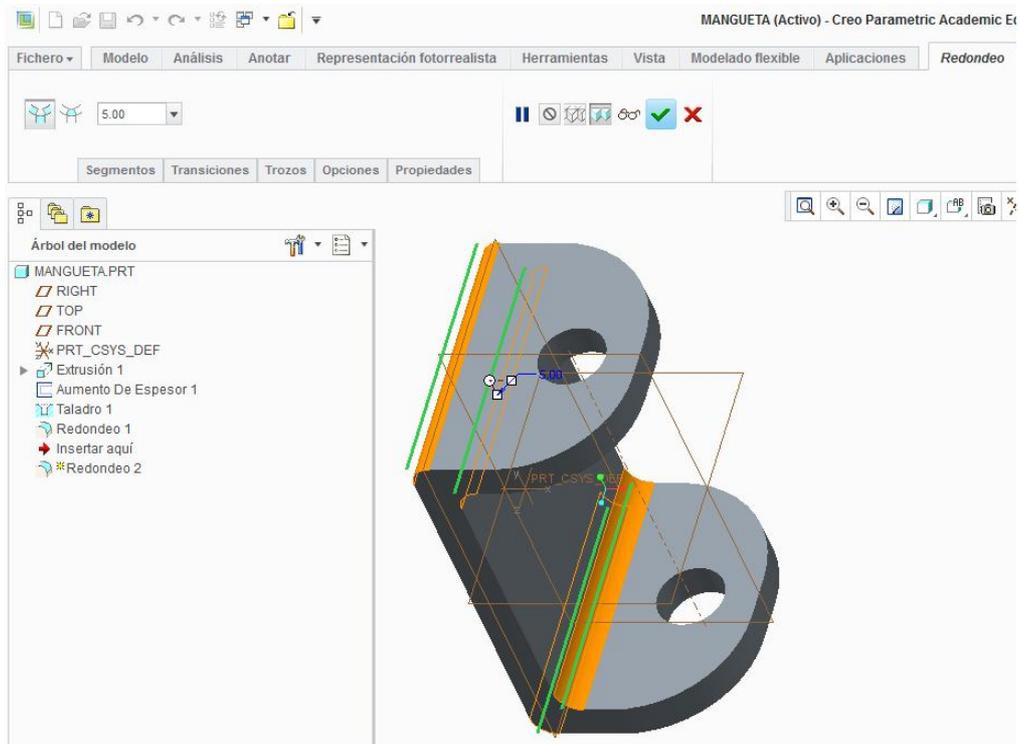
Fig\_65: Taladro soporte de mangueta



Por último utilizamos la función de **redondeo** con dos fines diferentes. En primer lugar la usamos sobre las alas de la pieza para otorgarles la forma final. En segundo lugar la aplicamos sobre las aristas de la U para dar un aspecto más realista a la pieza y evitar la concentración de tensiones en esos lugares.



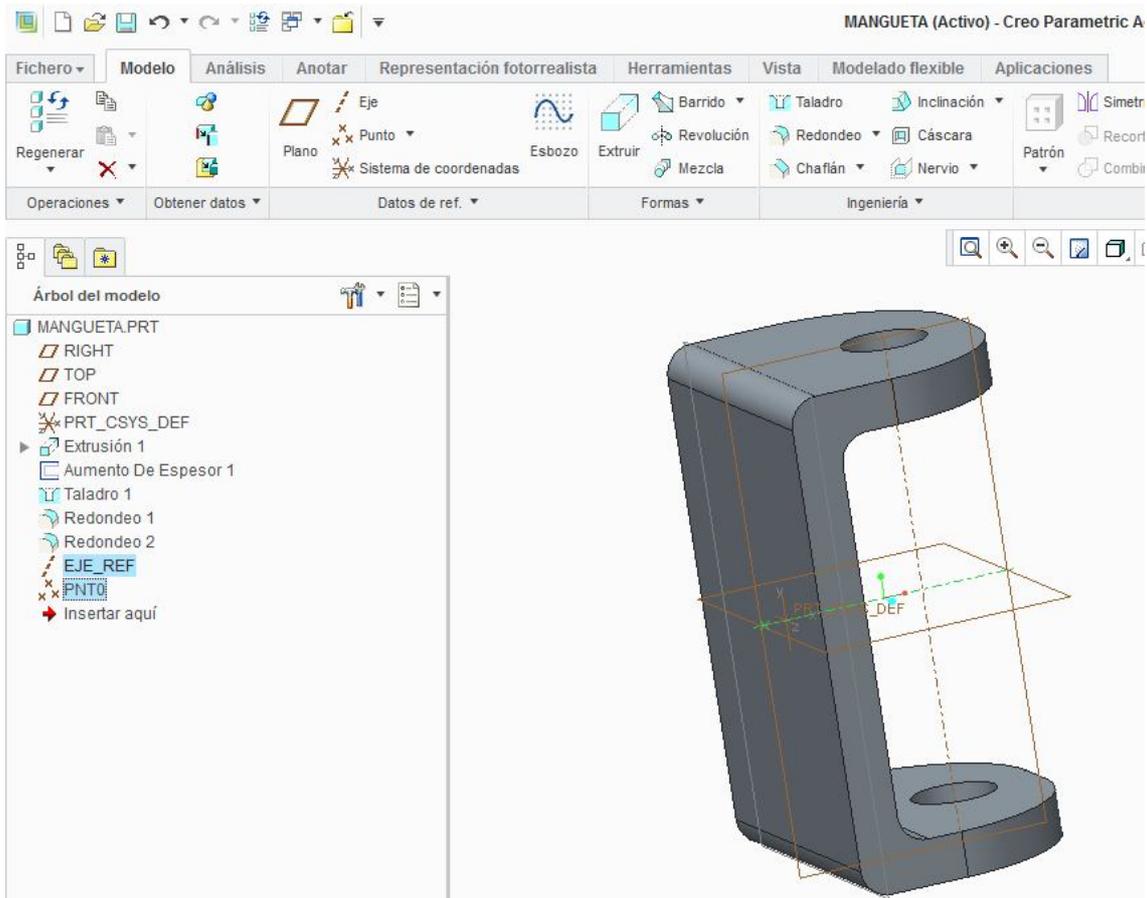
Fig\_66: Uso de redondeo sobre las alas del soporte



Fig\_67: Redondeo en las aristas del soporte



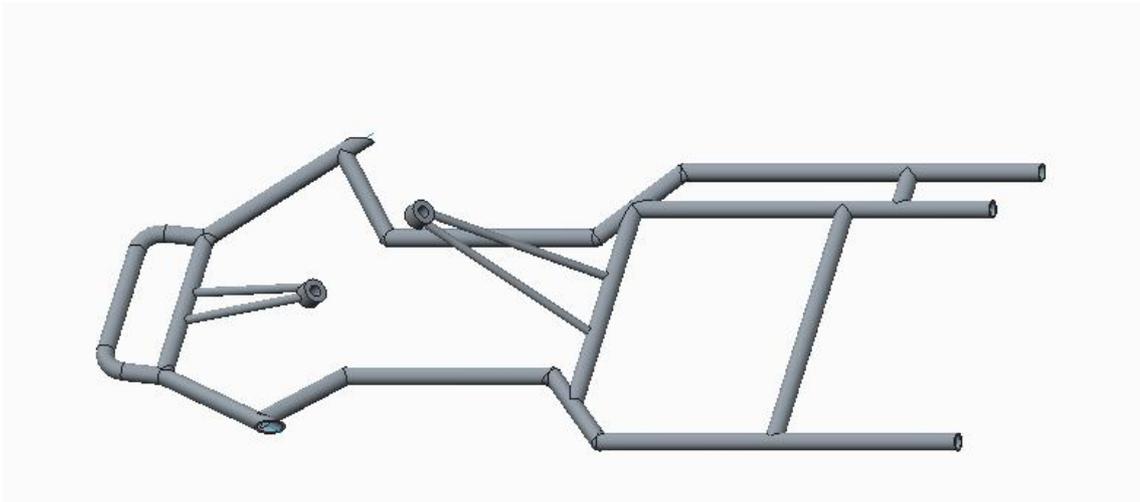
Para concluir con la edición de esta pieza crearemos un par de funciones de referencia que nos servirán de ayuda a la hora de posicionar el soporte de la mangueta respecto al chasis en el posterior ensamblaje. Creamos un eje perpendicular a la superficie vertical del soporte y donde intersecta con la cara posterior definimos un punto.



Fig\_68: Eje y punto para el posicionamiento

## 5.6 Montaje de los componentes.

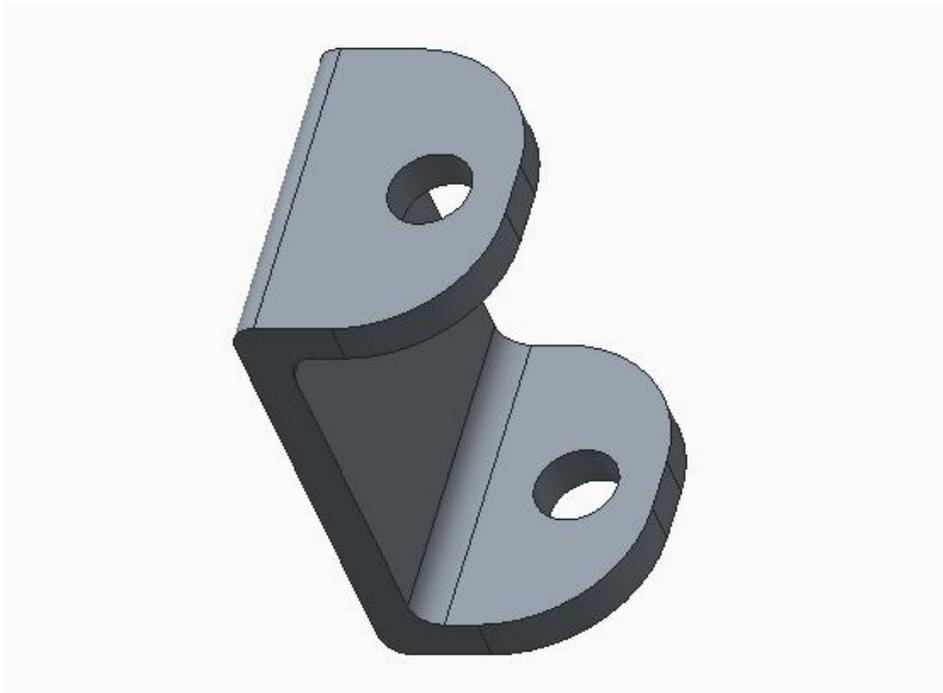
Vamos a unir los siguientes componentes en un nuevo archivo tipo ensamblaje: cuerpo principal del chasis, apoyos del eje trasero y soportes de las manguetas. En la realidad estas uniones se realizan mediante soldadura con material de aportación, Creo dispone de una aplicación de soldadura pero no la usaremos puesto que las uniones de que dispone no se adaptan del todo bien a nuestra geometría. A continuación se muestran los 3 componentes que montaremos:



Fig\_69: Cuerpo principal del chasis



Fig\_70: Apoyo del eje trasero

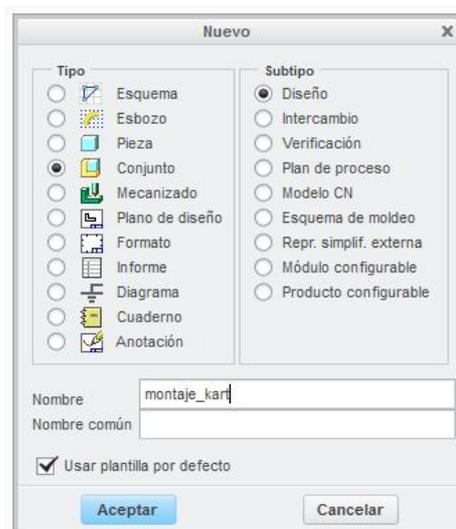


Fig\_71: Soporte de la mangueta

Todo sólido rígido en el espacio tridimensional posee 6 grados de libertad (3 de traslación y 3 de rotación), para restringir totalmente la posición de estos cuerpos en el espacio debemos fijar estos 6 grados de libertad mediante el uso de coacciones.

### **Cuerpo principal del chasis.**

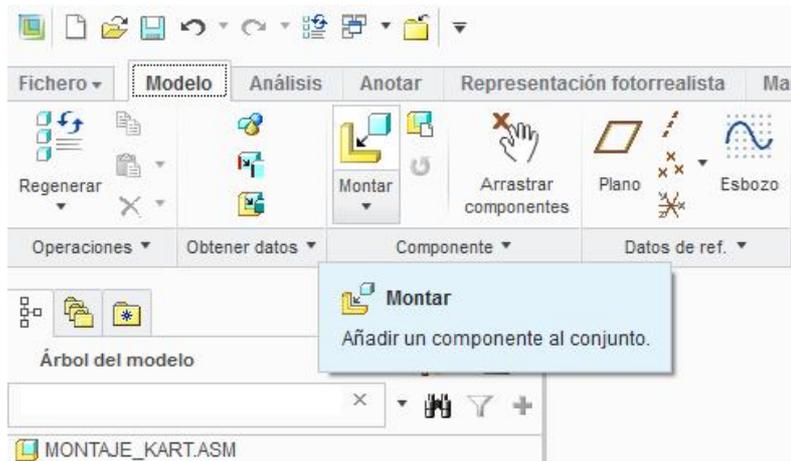
Para comenzar abrimos un nuevo fichero y seleccionamos **conjunto** como tipo y diseño como subtipo.



Fig\_72: Nuevo conjunto

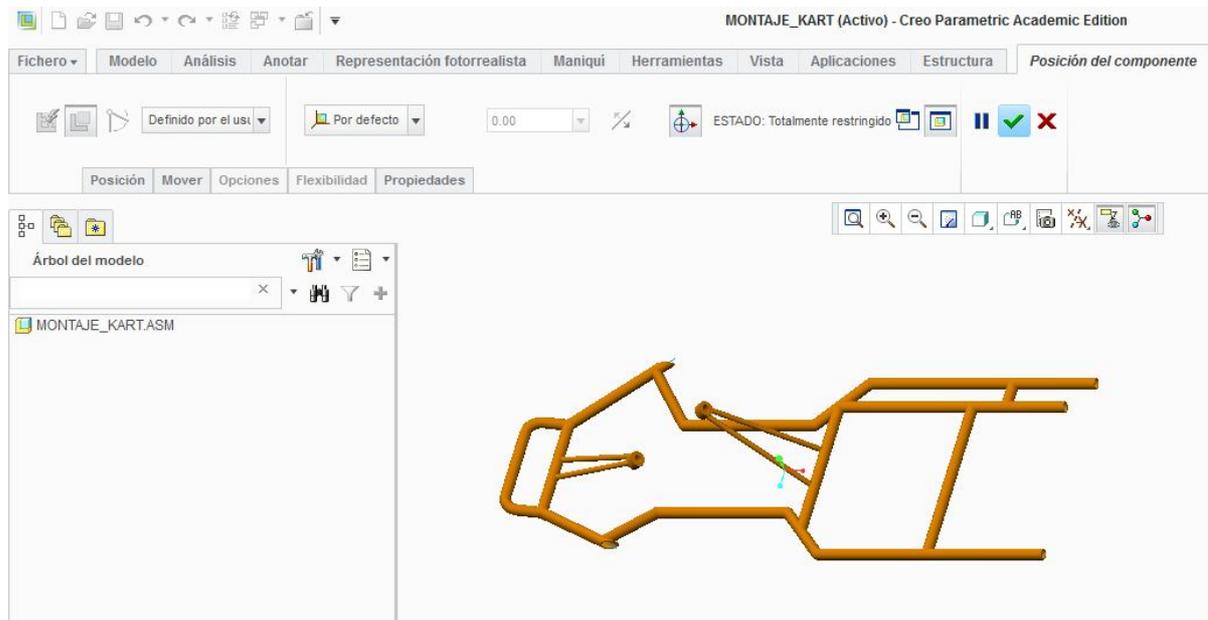


Para poder montar los distintos componentes (en este caso archivos tipo pieza) en nuestro nuevo archivo tipo conjunto, pinchamos sobre el icono **montar** y seleccionamos el nombre del archivo deseado. Esta operación se realizará tantas veces como componentes queramos montar.



Fig\_73: Herramienta montar

Empezaremos por posicionar el cuerpo principal del chasis formado por tubos y barras, como es el primer componente utilizamos la **restricción por defecto** para hacer coincidentes los orígenes de los sistemas de referencia del conjunto y del componente añadido.

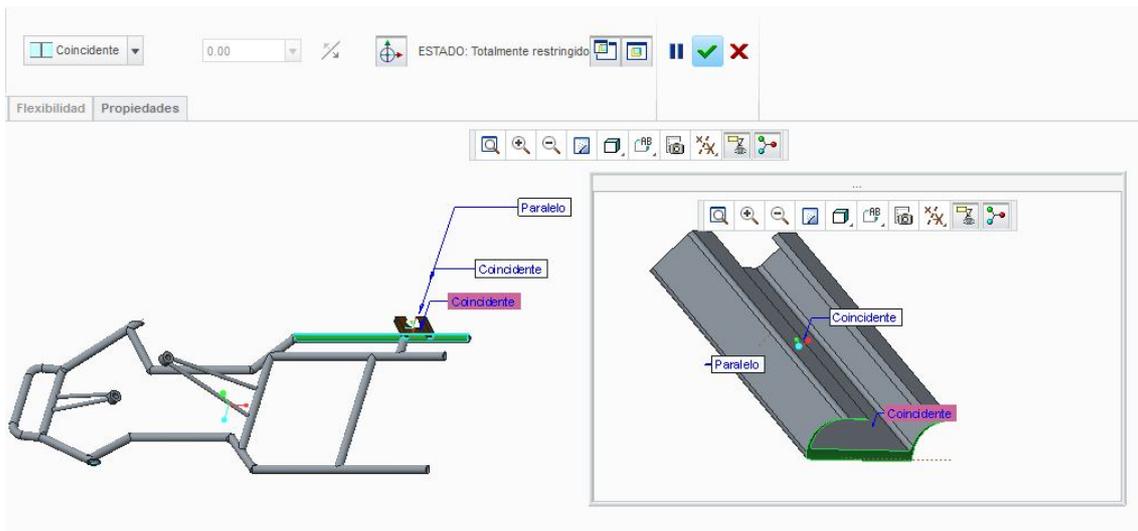


Fig\_74: Posicionamiento por defecto

### Apoysos del eje trasero.

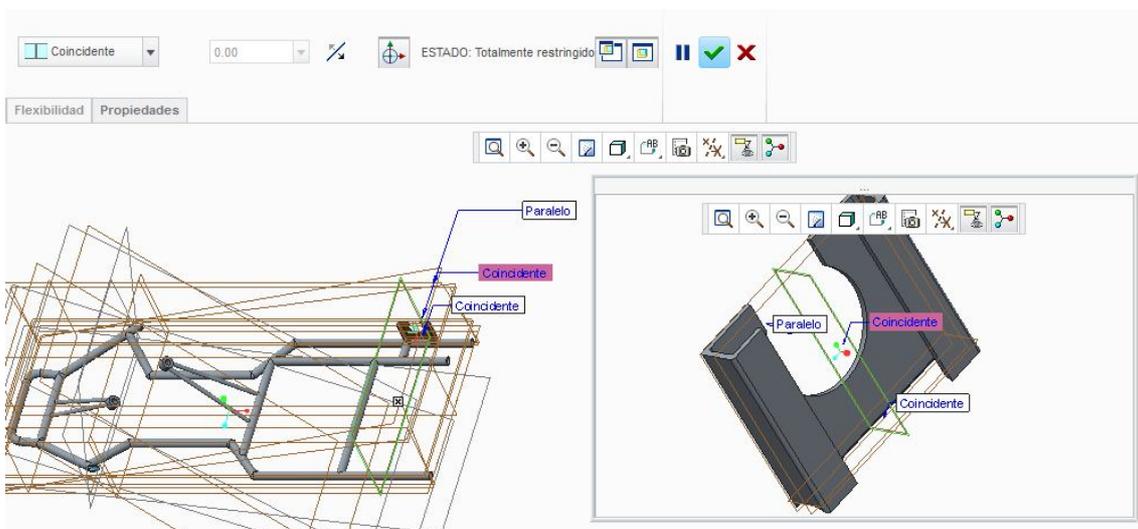
Puesto que en el conjunto aparecerán 3 apoyos, realizaremos el mismo procedimiento 3 veces, con la salvedad de escoger distintos tubos como superficies de referencia. Para agilizar el proceso de montaje de componentes repetitivos se pueden utilizar las interfaces de montaje de componentes (por ejemplo con tornillos o arandelas). Las restricciones necesarias para restringir totalmente los apoyos son:

- Coincidente: Hacemos coincidentes la superficie inferior del apoyo con la superficie superior del tubo del chasis.



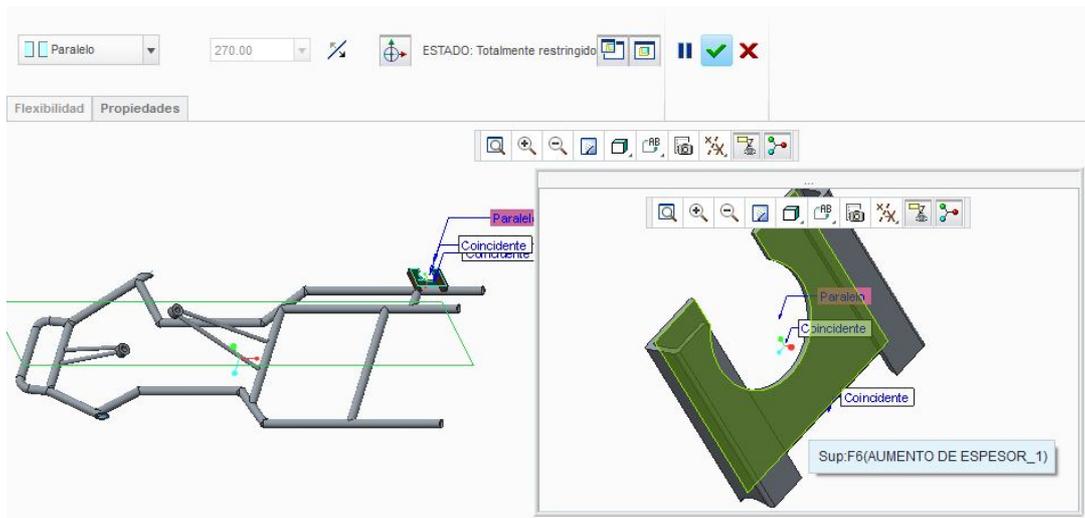
Fig\_75: Restricción coincidente (1) apoyo eje trasero

- Coincidente: Hacemos coincidentes el plano front central del apoyo con un plano de referencia del chasis en el cual estaría contenido el eje trasero de giro.



Fig\_76: Restricción coincidente (2) apoyo eje trasero

- **Paralelo:** Hacemos paralelas la superficie vertical interna del apoyo con el plano central front del chasis.

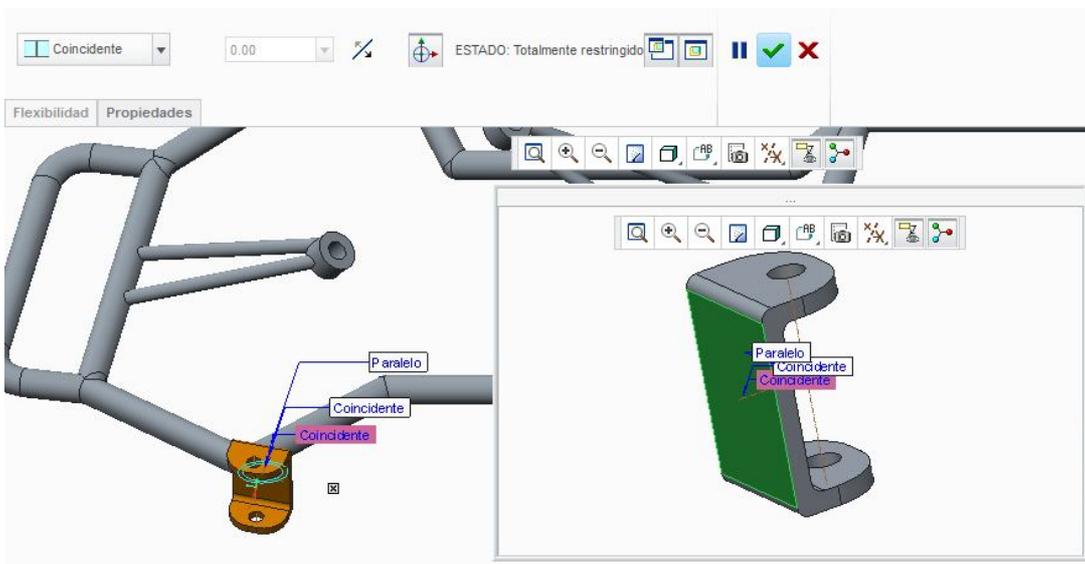


Fig\_77: Restricción paralelo apoyo eje trasero

### **Soporte de la mangueta**

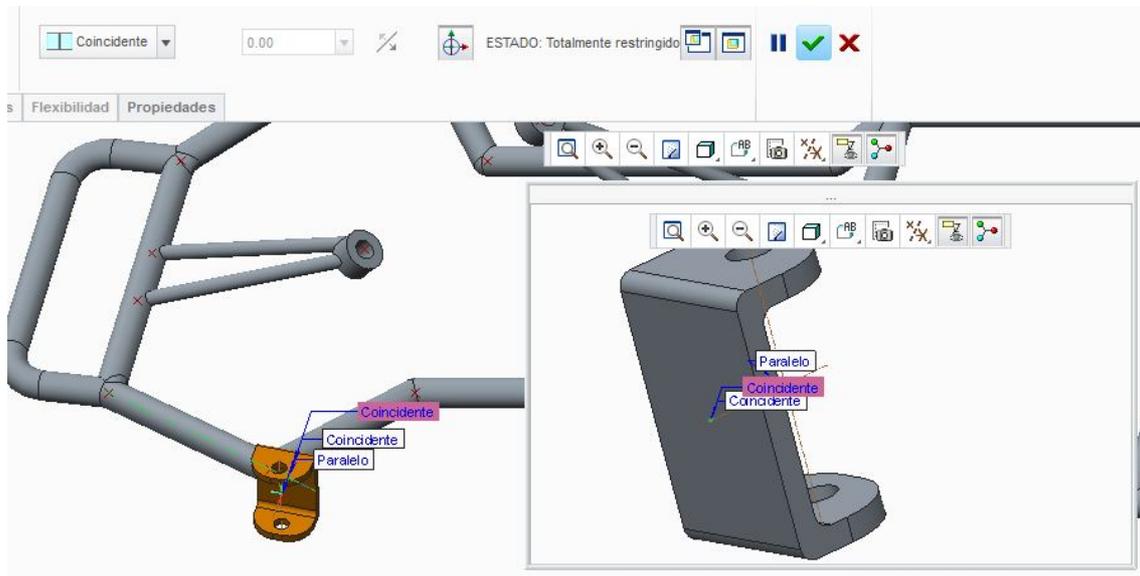
Ya que en el conjunto aparecerán 2 soportes de la mangueta (uno para cada rueda directriz), realizaremos el mismo procedimiento 2 veces, con la salvedad de escoger distintos tubos como superficies de referencia. Cabe mencionar que el ángulo de salida viene dado por el ángulo del plano de extrusión para la retirada de material que ya se explicó anteriormente. Las restricciones utilizadas son:

- **Coincidente:** Hacemos coincidentes la superficie trasera del soporte de la mangueta y la superficie del tubo originada anteriormente con una extrusión de retirada de material (determina un *ángulo de salida* de 7°)



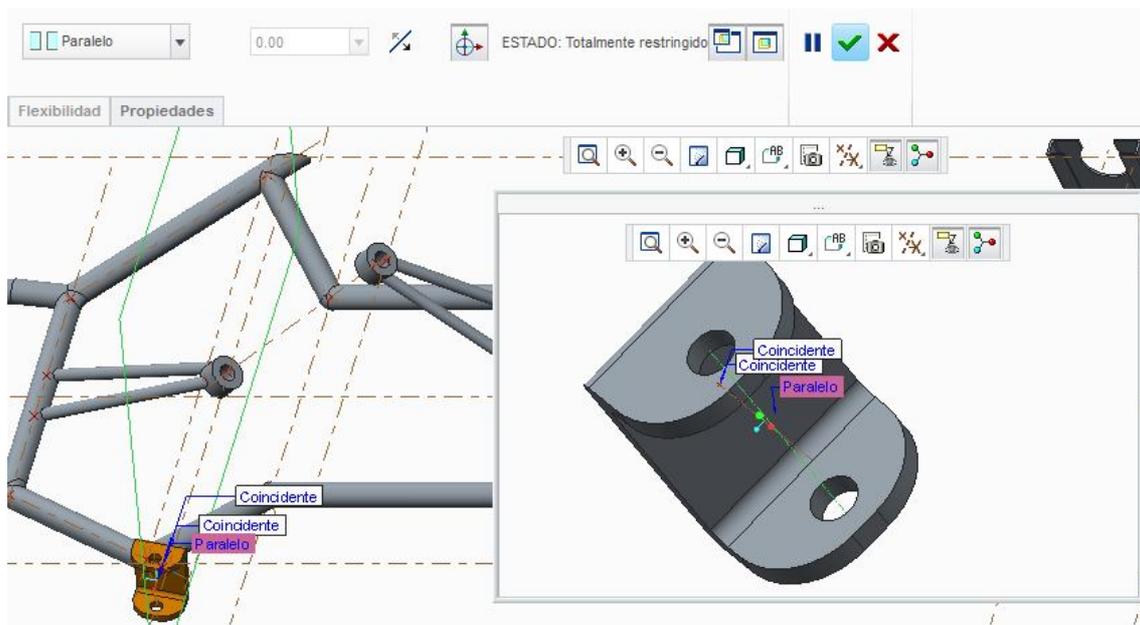
Fig\_78: Restricción coincidente (1) soporte de mangueta

- Coincidente: Usamos un punto situado en el centro de la superficie trasera del soporte para hacerlo coincidente con un eje de referencia que sigue la directriz del tubo (en este momento tendríamos un *avance* de 0°).



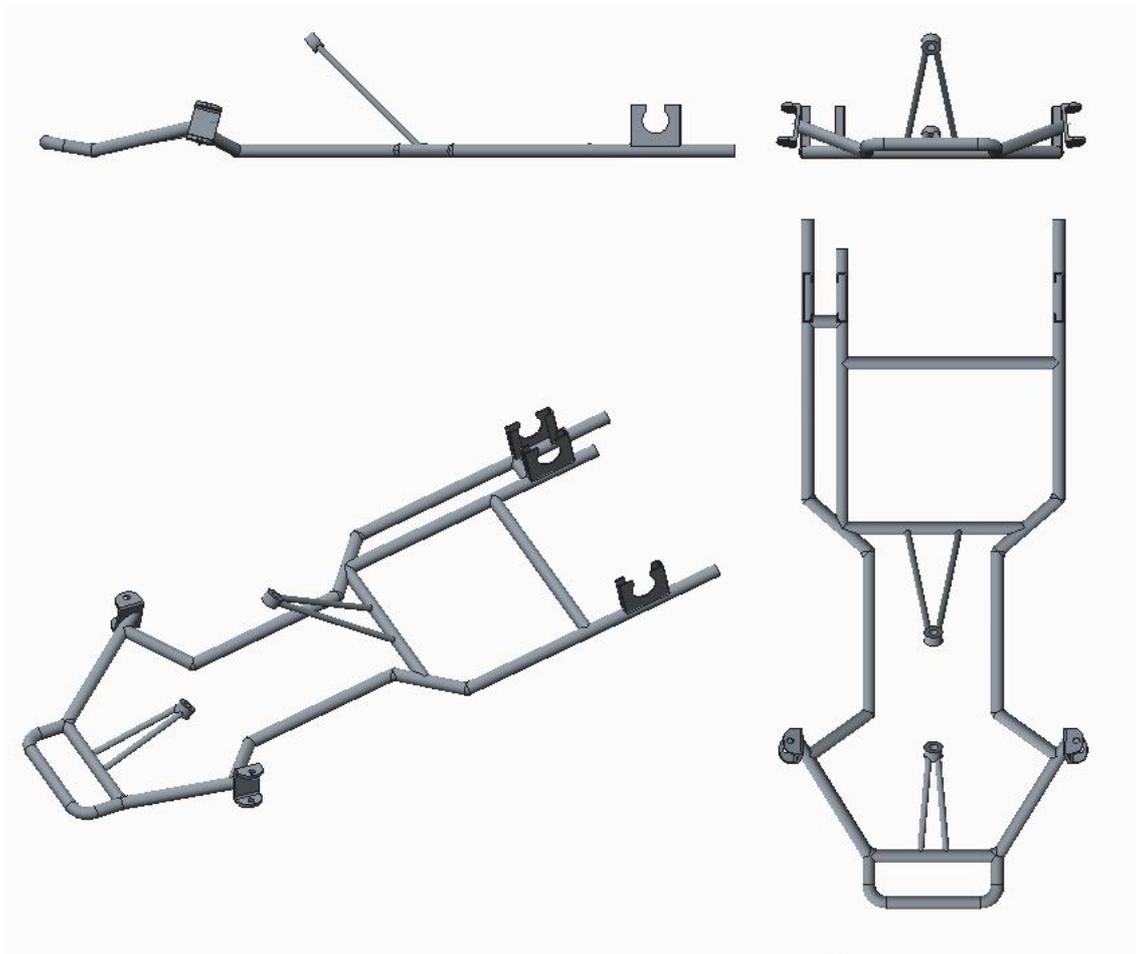
Fig\_79: Restricción coincidente (2) soporte de mangueta

- Paralelo: Para restringir totalmente la posición del apoyo, fijamos el *ángulo de avance* con un valor de 15° haciendo paralelos el eje de los taladros del soporte (eje de la mangueta) y un plano de referencia anteriormente creado el cual forma 15° con el plano horizontal top.



Fig\_80: Restricción paralelo soporte de mangueta

Después de montar todos los componentes del conjunto, el chasis modelado nos queda de la siguiente forma:



Fig\_81: Chasis completo



## CAPÍTULO 6: Análisis mediante MEF.

---

En este capítulo hablaremos en líneas generales sobre el fundamento del método de los elementos finitos y cómo el módulo Simulate de Creo lo aplica con sus particularidades. Este módulo nos servirá para analizar el chasis y validar su diseño en base a diferentes criterios. El análisis mediante elementos finitos aplicado mediante ordenadores es una importante herramienta de CAE hoy día, permite a los ingenieros analizar sus diseños de componentes y ahorra importantes sumas de dinero en la fabricación de prototipos para ensayos. En muchas ocasiones sigue siendo necesario realizar pruebas sobre un modelo real, pero mediante los análisis por elementos finitos se reduce el número de prototipos necesarios para llegar al válido.

El MEF se puede aplicar a diversas áreas de la ingeniería como análisis estructural, transferencia de calor, campos magnéticos y mecánica de fluidos. Debido a su amplitud de aplicabilidad y el desarrollo de la informática, esta técnica constituye una importante herramienta, pero caemos en un error si pensamos que todo el trabajo lo hace el ordenador. El papel del ingeniero analista es vital para que los resultados de un análisis sean fiables ya que puede haber una variabilidad amplia en los resultados en función del modo de aplicación de las cargas, restricciones del modelo etc.

Puesto que en la normativa que atañe al presente proyecto no hay información sobre pruebas a realizar al chasis ni cómo hacerlas, ha quedado a criterio del autor la modelización de las cargas, diseño de pruebas e interpretación de los resultados. Así, en este mismo proyecto se puede apreciar la importancia que tiene el analista en el uso de esta valiosa herramienta como es el análisis por el método de los elementos finitos. Intentaremos llegar siempre a unos resultados en coherencia con la realidad, sabiendo que la exactitud de los mismos depende de numerosos factores. Puesto que el ámbito del presente proyecto es estrictamente académico y no hay especificaciones impuestas en cuanto a tensiones o deformaciones el criterio para la validez de las mismas corre totalmente por parte del autor.



## 6.1 Fundamento del método.

El método de los elementos finitos es un método numérico que aborda problemas continuos gobernados por ecuaciones diferenciales mediante la discretización del dominio del problema para finalmente resolver sistemas de ecuaciones algebraicas en cada elemento, y después ensamblar la solución para llegar a una solución aproximada global.

Para discretizar el problema, hay que realizar el mallado de la geometría, que consiste en dividir el dominio en diferentes elementos unidos mediante unos puntos llamados nodos, en los cuales se calcula la solución exacta del problema. En el resto de puntos se obtiene una solución aproximada interpolando a partir de los resultados obtenidos para los nodos. Es decir, el método de los elementos finitos es capaz de reproducir de forma aproximada lo que sucede en la realidad a partir de la resolución numérica un sistema de ecuaciones algebraicas para finalmente obtener una solución global aproximada pero de importancia y utilidad a la hora de evaluar problemas complejos.

Las etapas a la hora de resolver un problema mediante MEF son:

- **Preproceso:** Consiste en definir la geometría del modelo, asignar las propiedades de los materiales, establecer las condiciones de contorno (cargas, restricciones al movimiento y desplazamientos impuestos) y la discretización del dominio (mallado) que consiste en:
  - Se divide el dominio mediante líneas o superficies imaginarias en un número finito de elementos. Los programas informáticos incorporan algoritmos para realizar esta tarea.
  - Los elementos se conectan entre sí mediante puntos llamados nodos. En un problema mecánico, los desplazamientos de estos nodos serán las incógnitas fundamentales.
  - Se toma un conjunto de funciones (funciones de forma) que definan de manera única el campo de desplazamientos dentro de cada “elemento finito” en función de los desplazamientos nodales de dicho elemento.
  - Estas funciones de desplazamientos definirán entonces de manera única el estado de deformación del elemento en función de los desplazamientos nodales. Estas deformaciones, a partir de las ecuaciones constitutivas del material definirán el estado tensional.
  - Se determina un sistema de fuerzas concentradas en los nodos, tal que equilibre las tensiones en el contorno y las cargas repartidas, resultando así una relación entre fuerzas y desplazamientos a través de la matriz de rigidez  $K$ .



- **Resolución:** En esta etapa el ordenador aplica un algoritmo de resolución, se generan las ecuaciones que describen el comportamiento de los elementos (funciones de forma), se ensamblan en una matriz llamada matriz de rigidez y se resuelve un sistema de ecuaciones algebraicas que permite conocer el comportamiento del fenómeno estudiado en los nodos.

En un problema mecánico lineal y no dependiente del tiempo, como un análisis estructural estático, el cálculo se reduce a obtener los desplazamientos en los nodos y con ellos definir de manera aproximada el campo de desplazamientos en el elemento finito. A partir de ahí haciendo uso de las ecuaciones constitutivas se pueden deducir las deformaciones y tensiones.

- **Postproceso:** En esta etapa se calculan las 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. Los resultados obtenidos son tratados, para obtener representaciones gráficas y obtener magnitudes derivadas que permitan extraer conclusiones del problema.

Cabe destacar que como se ha dicho el MEF constituye un método aproximado, con sus ventajas e inconvenientes. En manos de un analista experto constituye una herramienta muy potente para obtener información acerca del comportamiento de un modelo complejo pero en manos de una persona inexperta los resultados arrojados por este método pueden inducir a errores de comprensión sobre el modelo. Por lo tanto, su utilización se debe tomar siempre con cierta precaución y comprobando que los resultados obtenidos son coherentes y razonables.



## 6.2 Tipos de análisis mediante elementos finitos y convergencia.

Existen dos clases generales de análisis mediante elementos finitos:

1. **Análisis mediante elementos finitos tradicional.** [VII]

Fue el primer tipo de análisis disponible y hace uso de los llamados h-elementos. Simplificando, estos h-elementos están conformados por aristas rectas. Las funciones de forma utilizadas para representarlos son funciones lineales. Debido a esto; cuando las cargas simuladas o desplazamientos son aplicados a estos elementos, su flexibilidad es bastante limitada.

2. **Análisis mediante elementos geométricos (GEA).** [VII]

Este análisis usa un tipo completamente diferente de elementos llamados p-elementos. En vez de usar funciones de forma lineales, los p-elementos usan funciones de forma polinómicas. Como resultado estos elementos son mucho más flexibles que los h-elementos y se puede usar un menor número de elementos para mallar un dominio, lo cual repercute en un menor coste computacional (tiempo y recursos).

La aplicación de Simulate que incorpora el Creo PTC hace uso del GEA con funciones de hasta noveno grado.

### **Convergencia del análisis.** [VII]

La convergencia durante el análisis mediante elementos finitos es el principal método para obtener la precisión de una solución. En lo que atañe a este tipo de análisis, la convergencia es un proceso de ejecutar un análisis a una solución varias veces y seguir la diferencia entre las medidas clave en cada paso. Cuando esta diferencia es inferior que un cierto valor, se considera entonces que el análisis ha convergido.

• **Convergencia del análisis tradicional FEA.**

En primer lugar se crea una malla inicial, se ejecuta el análisis y se obtienen los resultados. A continuación el modelo es mallado otra vez. Este proceso de remallado puede ser tan sencillo como hacer todos los elementos del modelo más pequeños o se pueden emplear algoritmos complejos que amplían o disminuyen el tamaño de ciertos elementos selectivamente en diferentes áreas del modelo. Una vez se ha remallado, se vuelve a ejecutar el análisis y se comparan los nuevos resultados con los obtenidos anteriormente. Este proceso se repite hasta que la diferencia entre los dos grupos de resultados varía menos que un porcentaje especificado.



- **Convergencia del análisis GEA.**

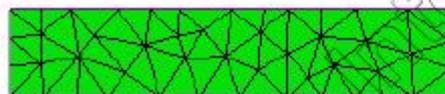
El proceso de convergencia comienza de la misma manera que para el FEA: se crea una malla inicial, se ejecuta el análisis y se obtienen los resultados. Este primer análisis es ejecutado con todos los órdenes de las funciones polinómicas fijados a un determinado valor. En vez de remallar como en el caso de FEA, se incrementa el orden de las funciones polinómicas. Este incremento puede ser uniforme a lo largo de todos los elementos del modelo, o puede ser realizado selectivamente mediante algoritmos en determinados lugares. En este punto el proceso es similar al realizado en FEA: se vuelve a ejecutar un análisis y se comparan los resultados para ver si la diferencia porcentual es menor que un determinado umbral.

**Traditional FEA Convergence**

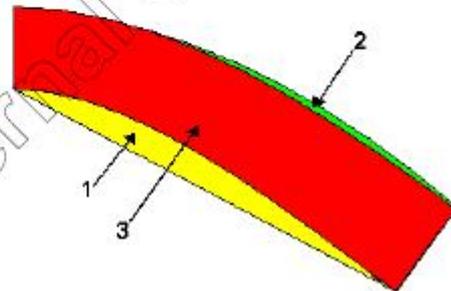
1. Create Mesh
2. Run Analysis
3. Record key measures
4. Re-Mesh (add elements)
5. Run analysis
6. Compare key measures to previous analysis
7. Repeat steps 4-6 until converged

**GEA Convergence**

1. Create Mesh
2. Run Analysis
3. Record key measures
4. Raise polynomial order of mesh
5. Run analysis
6. Compare key measures to previous analysis
7. Repeat steps 4-6 until converged



Increasing the number of mesh elements



Increasing the polynomial order

Fig\_82: Comparativa FEA y GEA [VII]



### 6.3 Pasos a seguir en la aplicación Simulate.

La propia aplicación dispone de una guía de proceso para distintos tipos de análisis como son:

- Análisis de pandeo.
- Análisis modal.
- Análisis estático.

Explicaremos brevemente los pasos a seguir en un análisis estático, puesto que en otros programas de análisis son prácticamente los mismos pasos, por lo que tiene un carácter general:

- Asignación de materiales: Se debe asignar un material a las distintas partes que integran el conjunto a analizar, para lo cual el programa dispone de una librería de materiales o el usuario puede introducir manualmente las constantes que definen un material nuevo (módulo elástico, coeficiente de Poisson, coeficiente de dilatación térmica...).
- Definición de las cargas: Se especifica una o varias cargas según tipo de carga (puntual, distribuida, presión...), magnitud y lugar de aplicación.
- Definición de las restricciones: Fijamos las restricciones del modelo especificando el tipo de restricción (qué grados de libertad quedan restringidos) y su lugar de aplicación.
- Creación del análisis: Se crea el tipo de análisis deseado de entre las opciones que nos ofrece la aplicación (estático, dinámico, modal, de pandeo, fatiga...).
- Ejecución: La aplicación ejecuta el análisis en un tiempo que depende principalmente de la complejidad del mismo. Simulate nos brinda la posibilidad de especificar ciertos parámetros como el uso de recursos durante la ejecución. Incluso dispone de la opción ejecución en lote, muy útil en las empresas para dejar un ordenador ejecutando análisis durante la noche.
- Visualización de resultados: Podemos visualizar numéricamente y gráficamente una variedad muy amplia de resultados por defecto e incluso animaciones. Además el usuario puede crear medidas específicas que sean de interés y exportar animaciones en distintos formatos para ser reproducidas desde otro dispositivo.



## 6.4 Consideraciones sobre las pruebas a realizar.

Puesto que no hay ningún documento de la CIK-FIA ni de otro organismo que especifique las pruebas a las que debe ser sometido el chasis de un kart para ser homologado (como nos ha confirmado un técnico de la RFEDA) realizaremos las pruebas más convenientes a nuestro criterio. Un detalle importante a tener en cuenta es que existen elementos del kart que no tienen una función estructural pero que sin embargo otorgan al conjunto una mayor rigidez (asiento del piloto, eje, parachoques, motor). Puesto que queda fuera del objeto de este proyecto evaluar la influencia de estos elementos, los dejaremos fuera de estudio siempre quedándonos del lado de la seguridad.

### 6.4.1 Material y sus propiedades.

Se especifica en el *Reglamento Técnico General* que el material del chasis será un acero estructural o aleación de acero estructural, escogemos como **material** de los componentes modelados de nuestro chasis el acero **S 355 J2H**, acabado en frío por los siguientes motivos:

- Superficie lisa como resultado de la laminación.
- La pintura se adhiere bien a su superficie.
- Regularidad de espesor y buenas tolerancias.
- Modo de fabricación adaptado a las exigencias del elevado límite elástico.
- Estructura granular fina.
- Buena soldabilidad.
- Buena ductilidad, indicada para el doblado de los tubos.
- Elevado límite elástico.

Creamos un material en la librería de materiales de Simulate e introducimos las siguientes propiedades:

Propiedades del acero S 355 J2H	
Densidad ( $\rho$ )	7850 kg/m <sup>3</sup>
Módulo de Young (E)	210 GPa
Coefficiente de Poisson ( $\nu$ )	0.3
Coefficiente de dilatación térmica ( $\alpha$ )	$1.2 \cdot 10^{-5} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$
Límite de tracción ( $f_u$ )	$510 \leq f_u \leq 680$ MPa
Límite elástico ( $f_y$ )	355 MPa
Resiliencia (a -20°C)	27 J



Definición de material	
Nombre	ACERO_S_355_J2H
Descripción	acero estructural para el chasis del kart
Densidad	7.85e-09 tonne/mm <sup>3</sup>
Aspecto visual Definido por el usuario	
Estructural	Térmico Miscelánea
Simetría	Isótropo
Respuesta de tensión-deformación	Lineal
Coefficiente de Poisson	0.3
Módulo de Young	210000 MPa
Coef. de expansión térmica	1.2e-05 /C
Amortiguación de mecanismos	sec/mm
Límites de material	
Límite elástico en tracción *	355 MPa
Límite de resistencia a la tracción	510 MPa
Límite de resistencia a la compresión	-510 MPa
* Campos obligatorios	
Criterio de rotura	
Energía de distorsión (Von Mises)	
Fatiga	
Ninguno	
Aceptar Cancelar	

Fig\_83: Creación del acero en Simulate

En las pruebas que realizaremos (menos en el análisis modal) hallaremos la tensión máxima de von Mises y el máximo desplazamiento en magnitud. Verificaremos que el material no plastifica comparando esta tensión con su límite elástico y que los desplazamientos sufridos por el chasis son pequeños, es decir, que no comprometan la portabilidad del resto de elementos (buscaremos que los desplazamientos sean menores de 5 mm).

#### 6.4.2 Modelización de las cargas y obtención de aceleraciones.

Las pruebas que realizaremos al chasis diseñado serán:

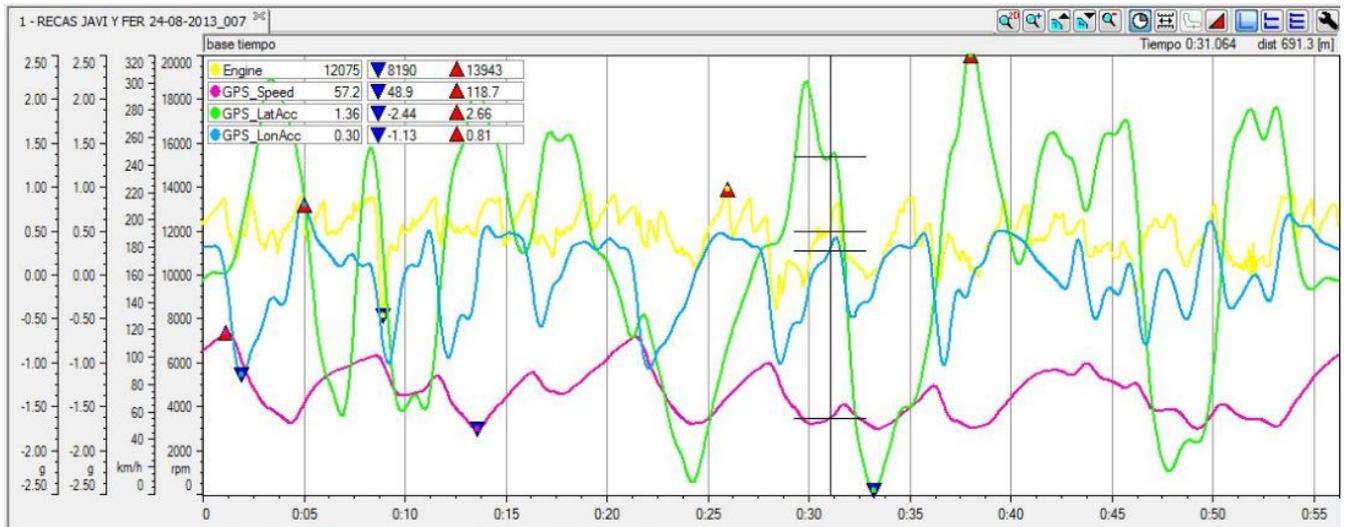
- Aceleración.
- Frenada.
- Paso por curva.
- Rigidez torsional.
- Análisis modal.

Las solicitaciones más exigentes para el chasis de un kart se dan en la aceleración, frenada y paso por curva. En estos casos modelizaremos estas solicitaciones como fuerzas de inercia expresadas en función de g. Hemos decidido no aplicar fuerzas puntuales para no dar lugar a singularidades, además es más realista considerar fuerzas que actúan sobre toda la masa del chasis debido a estos fenómenos de inercia (usaremos la simplificación de *masa puntual* y *weighted link*).



Ante la dificultad de encontrar valores fiables para las aceleraciones a las que está sometido el kart en competición, acudí a Fernando Álvarez (coordinador técnico de la RFEDA), el cual, muy amablemente nos cedió el siguiente gráfico de la telemetría de su kart de competición de categoría KZ2 en una vuelta al circuito de Recas (Toledo).

Dado que los valores de aceleración registrados son para una vuelta y un circuito concretos, para acercarnos a los valores máximos que puede estar sometido un kart multiplicaremos por un coeficiente de mayoración de 1.15 para quedarnos del lado de la seguridad (además nuestro chasis es para un kart de una categoría menor que el de la gráfica de aceleraciones, KF2).



Fig\_84: Valores de aceleración de un kart

	Mínimo	Máximo
Aceleración longitudinal	-1.13g (frenada)	0.81g (tracción)
Aceleración lateral	-2.44g	2.66g

### 6.4.3 Modelización de masas.

Modelaremos el efecto de ciertos elementos del kart que se pueden considerar pesados sobre el chasis por medio de una masa puntual localizada en su centro de gravedad. Para hallar la posición de dicho cdg hemos modelado de una forma muy simplificada la geometría de cada elemento a considerar y le hemos asignado un valor de densidad constante, así, gracias a la herramienta de **propiedades de masa** de Simulate hemos localizado el cdg. La idealización de masas puntuales permite representar una masa concentrada en un punto sin necesidad de modelar la geometría del elemento. Una masa concentrada situada en un modelo tiende a causar que un área del modelo resista translaciones y rotaciones. Esta idealización es muy útil cuando uno está interesado en predecir de qué forma un modelo se comportará debido a un objeto en un punto del modelo; pero no es ideal para predecir qué ocurre específicamente al objeto en sí mismo.



Para tener en cuenta los momentos que estos elementos generan sobre la estructura y no solamente las fuerzas, modelaremos una forma básica del elemento y en su cdg aproximado situaremos un punto para otorgar a dicho punto el valor de la masa aproximada del elemento. Los elementos a tener en cuenta son:

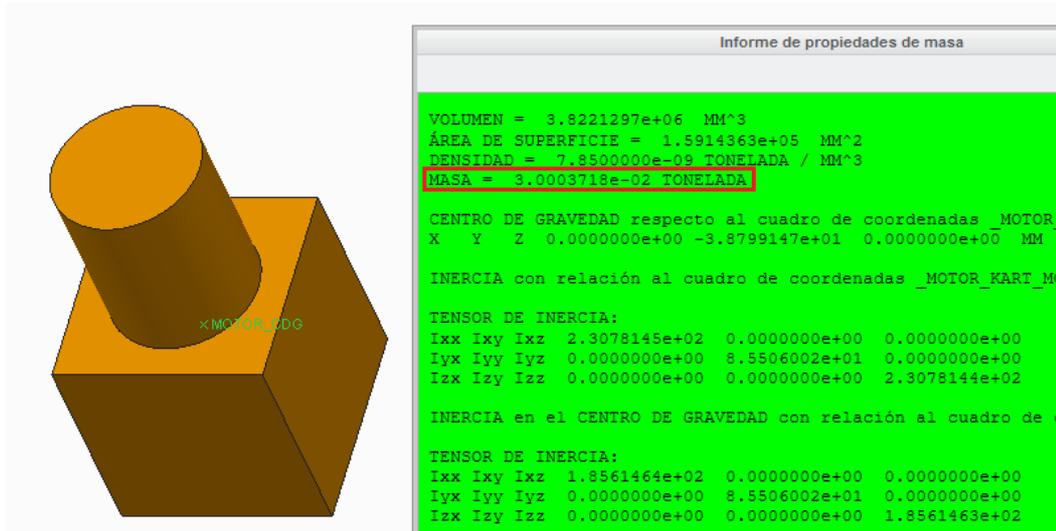
- **Motor 125 cc:** Aproximadamente 30 kg con kit de arranque.[3]  
Modelaremos la geometría básica del motor como un cubo más un cilindro. Para determinar unas cotas razonables nos basamos en estos sencillos cálculos, teniendo en cuenta que será un bloque macizo (como idealización) al cual asignaremos la densidad del acero.

$$V = \frac{M}{\rho} = \frac{30}{7850} = 3.822 \cdot 10^6 \text{ mm}^3$$

Fijando las dimensiones del cilindro  $L = 120 \text{ mm}$  y  $\varnothing = 100 \text{ mm}$

$$V_{cil} = \frac{\pi}{4} \varnothing^2 L = 0.9425 \cdot 10^6 \text{ mm}^3 \quad V_{cub} = V - V_{cil} = a^3$$

Por lo que el lado del cubo será  $a = 142.27 \text{ mm}$



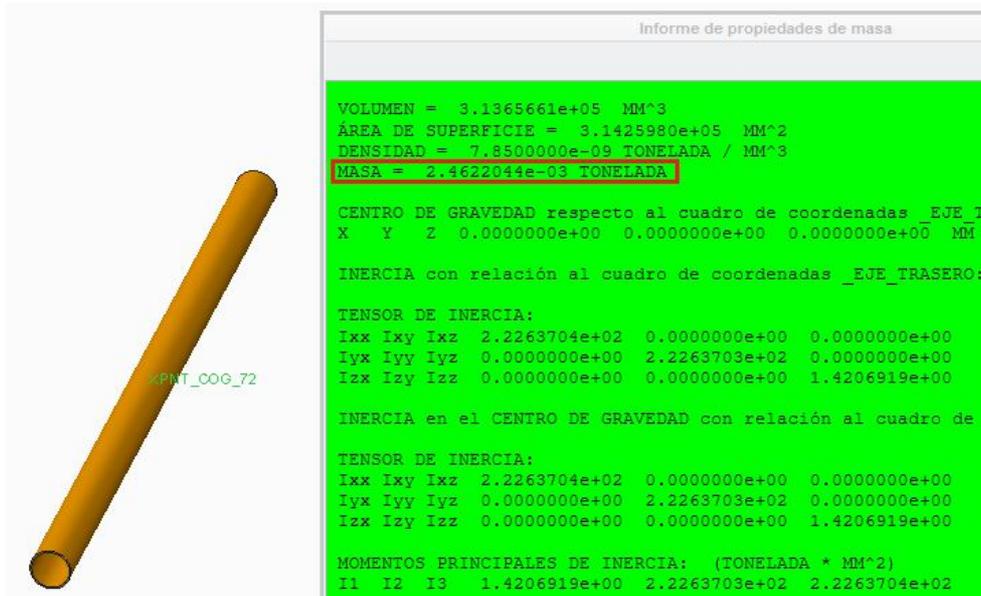
Fig\_85: Motor simplificado

- **Eje trasero de acero:** Dimensiones  $\varnothing 50 \times 2 \times 1040$  (2.46 kg). [3]  
Modelaremos el eje con las dimensiones especificadas y le asignamos la densidad del acero.

$$S = \frac{\pi}{4} (50^2 - (50 - 2 - 2)^2) = 301.6 \text{ mm}^2$$

$$V = S \cdot L = 301.6 \cdot 1040 = 313664 \text{ mm}^3 = 3.137 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$M = V \cdot \rho = 3.137 \cdot 10^{-4} \cdot 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 2.46 \text{ kg}$$



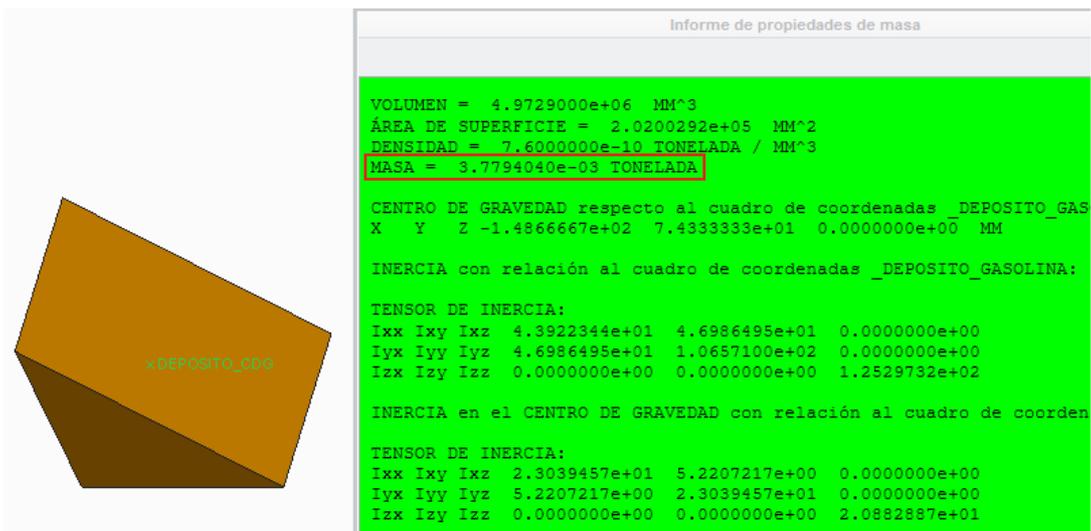
Fig\_86: Eje simplificado

- **Depósito de combustible:** Capacidad de 5 litros de gasolina. [3]  
Crearemos una geometría de 5 litros de volumen y le asignaremos la densidad de la gasolina. Tomaremos una figura de extrusión de sección triangular (isósceles y rectangular).

$$\rho_{\text{gasolina}} = 760 \text{ g/l}$$

$$M = \rho \cdot V = 0.76 \cdot 5 = 3.8 \text{ kg}$$

$$V = \frac{1}{2} \cdot 223^2 \cdot 200 \approx 5 \cdot 10^6 \text{ mm}^3 = 5 \text{ l}$$

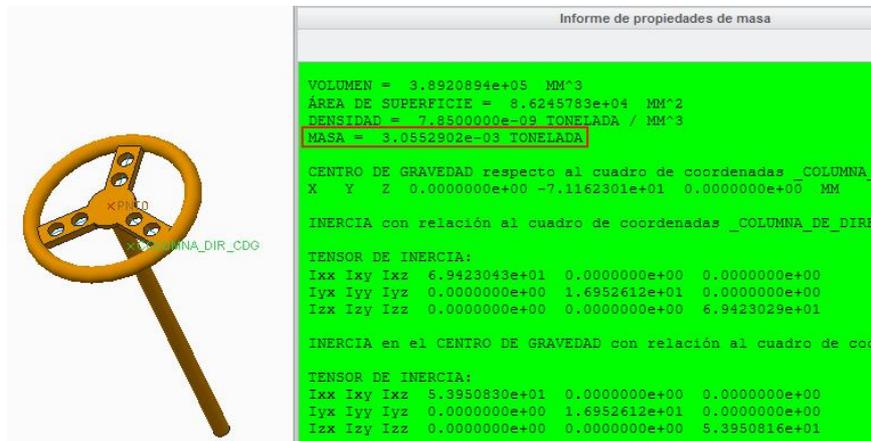


Fig\_87: Depósito simplificado



- **Columna de dirección y volante:** M10x420 mm. [3]

La columna será una pieza cilíndrica de Ø20 mm con una longitud de 420 mm y el volante será una simplificación. El peso del conjunto es razonable con el peso de un conjunto en la realidad (3.055 kg). Se ha asignado la densidad del acero.



Fig\_88: Columna y volante simplificados

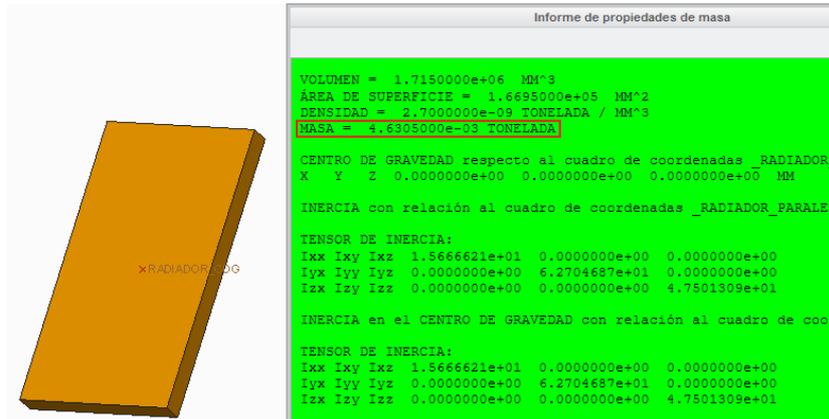
- **Radiador:** Dimensiones 350x200x35 mm.

$$V = 350 \cdot 200 \cdot 35 = 2450000 \text{ mm}^3 = 2.45 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

Tomaremos la densidad del aluminio debido a que es el metal empleado para este componente por sus mejores características para disipar el calor (mayor conductividad térmica)  $\rho = 2700 \text{ kg/m}^3$ . El radiador no es una pieza de metal macizo, tiene una geometría particular para maximizar el área de intercambio de calor y posee unos conductos laminados por los que circula un fluido caloportador, por lo tanto multiplicaremos por un factor de relleno menor que 1  $f_r = 0.7$

$$M = f_r \cdot V \cdot \rho = 0.7 \cdot 2.45 \cdot 10^{-3} \cdot 2700 = 4.63 \text{ kg aproximadamente}$$

Modelaremos una pieza paralelepípeda de con dimensiones 350x200x25 mm maciza y le asignamos la densidad del aluminio para que su masa sea de 4.63 kg.



Fig\_89: Radiador simplificado

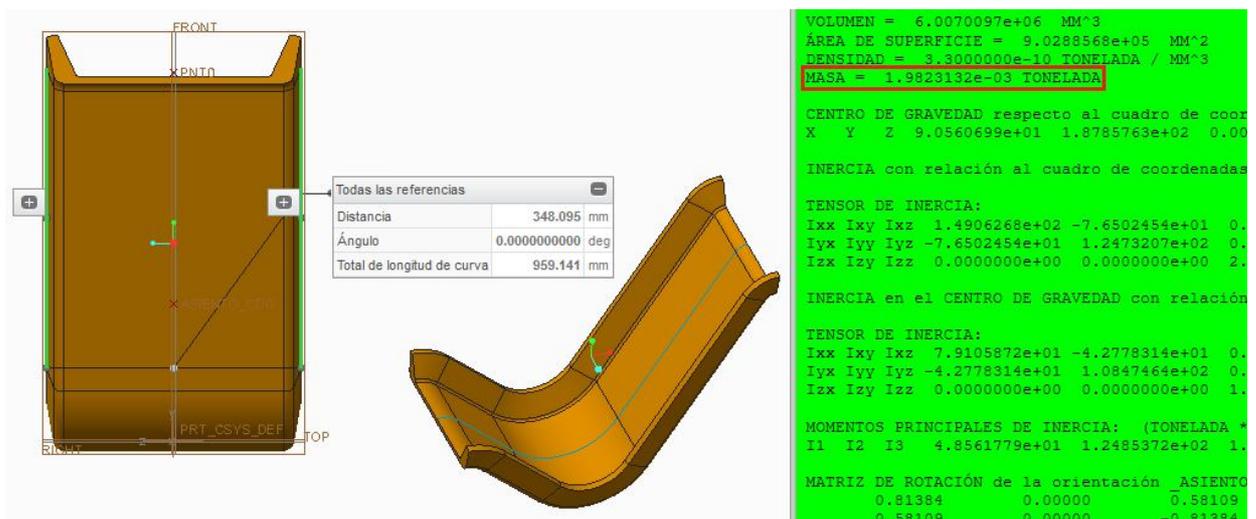
- **Asiento:** Se ha modelado el asiento con unas dimensiones cercanas a la realidad, y se le ha asignado una densidad de  $\rho=330 \text{ kg/m}^3$  para conseguir que el asiento tenga un peso coherente con la realidad según sus dimensiones como muestran las siguientes imágenes. (normalmente se emplea fibra de vidrio con resina epoxi para su fabricación). Masa del asiento 1.98 kg.

### ASIENTO KART FORRADO

KK05031 Realizado en fibra de vidrio forrado en moqueta gris. Disponible en 8 medidas:

- Ancho 27 cm (Peso: 1.25 Kg) cod. KK0503127;
- Ancho 29 cm (Peso: 1.35 Kg) cod. KK0503129;
- Ancho 30 cm (Peso: 1.50 Kg) cod. KK0503130;
- Ancho 31 cm (Peso: 1.60 Kg) cod. KK0503131;
- Ancho 32 cm (Peso: 1.70 Kg) cod. KK0503132;
- Ancho 33 cm (Peso: 1.85 Kg) cod. KK0503133;
- Ancho 36 cm (Peso: 2.00 Kg) cod. KK0503136;
- Ancho 38 cm (Peso: 2.20 Kg) cod. KK0503138.

Fig\_90: Masas asientos

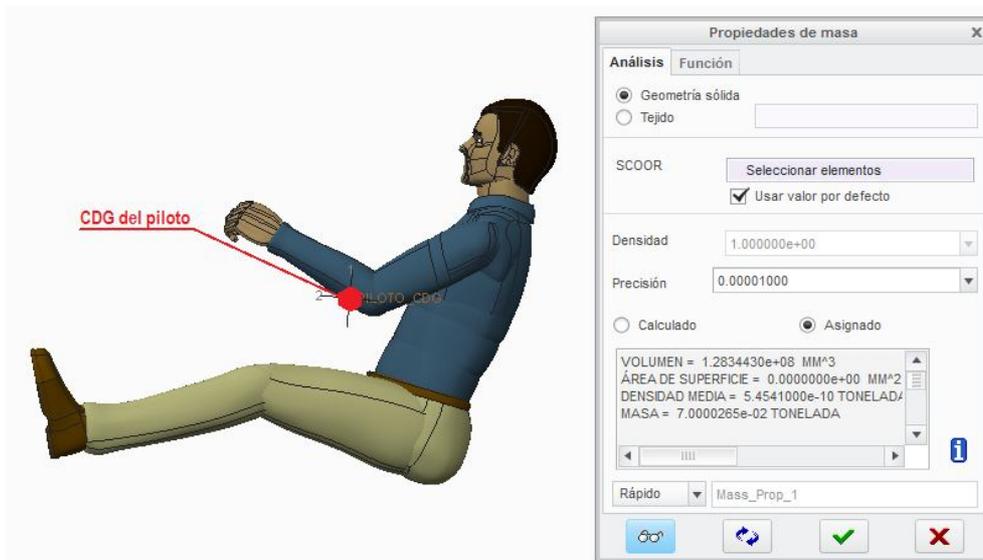


Fig\_91: Asiento simplificado



- **Piloto:** En las pruebas a realizar al chasis utilizaremos la idealización del piloto como una masa puntual de un cierto valor situada en su cdg. El valor de esta masa será 80 kg, considerando que el chasis es un modelo pensado para la adaptación de pilotos jóvenes de 15 años a la nueva categoría (KF2), por lo que 80 kg se considera un peso razonable para un piloto de estas características.

Nos interesa por tanto conocer la posición del cdg del piloto en postura de conducción, para lo cual haremos uso de un maniquí.



Fig\_92: Maniquí y cdg piloto

**Nota:** Obsérvese que para cuadrar el peso del piloto hemos tenido que usar una densidad ficticia de  $545 \text{ kg/m}^3$ . Esto se debe a que el volumen del maniquí que nos arroja el programa es de  $0.128344 \text{ m}^3$ , prácticamente el doble que el volumen de un ser humano medio, que según estudios antropométricos es de  $0.0664 \text{ m}^3$ . Este volumen bastante mayor que el real se debe a cómo está construido el maniquí en el programa, usando partes montadas que se superponen. En cualquier caso esto no afecta a la posición del cdg.  $\rho = M/V = 70/0.128344 = 545 \text{ kg/m}^3$

Volumen del ser humano promedio  $\sim 0.0664 \text{ m}^3$

Densidad del ser humano promedio  $\sim 1010 \text{ kg/m}^3$  (valor coherente considerando que casi tres cuartas partes del cuerpo del ser humano están constituidas por agua)

Hemos consultado el siguiente link:

<http://g-se.com/es/org/ii-sb/wiki/densidad-corporal-promedio>

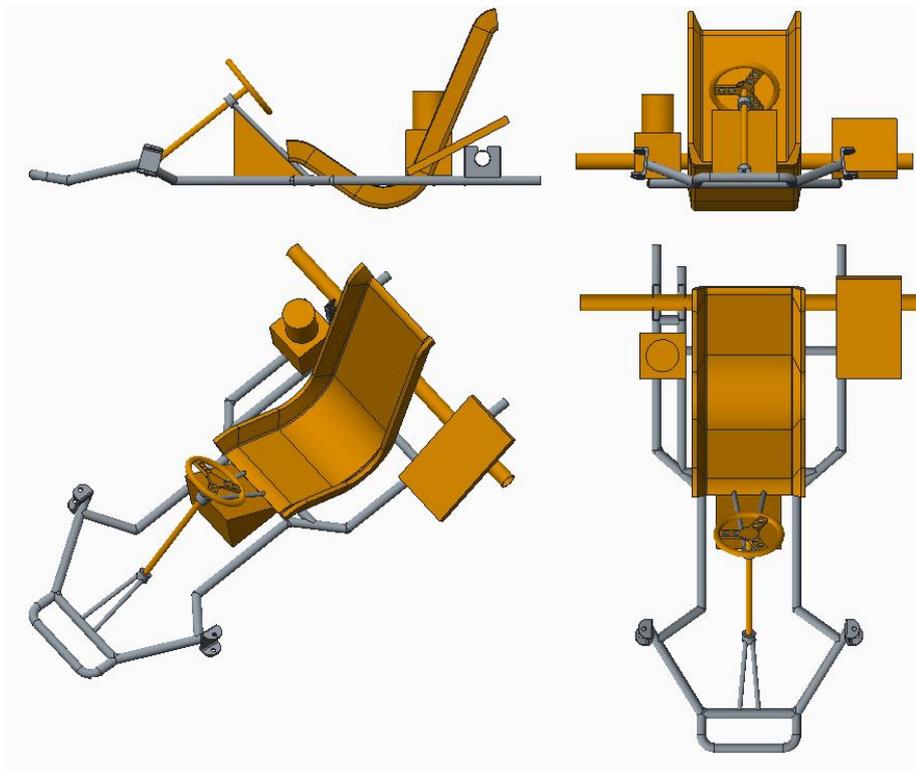
Basado en los estudios antropométricos de: Krzywicki J. and Chinn S. (1967) Human Body Density and Fat of an Adult Male Population as Measured by Water Displacement. AMERICAN JOURNAL OF CLINICAL NUTRITION vol. 20, No. 4, pp. 305-310 Printed in U.S.A.

Para encontrar la posición del cdg del piloto respecto al asiento, creamos un archivo de ensamblaje para montar ambos. Después creamos un punto en la posición marcada por el cdg del piloto pero en el archivo pieza del asiento (para poder tener dicho punto como referencia al situar la masa concentrada en el archivo ensamblaje del kart completo).



Fig\_93: Cdg del piloto sentado

Montando los elementos simplificados sobre el kart en una posición aproximada y llegamos a la siguiente disposición.



Fig\_94: Montaje del kart y elementos simplificados



Para las pruebas de **aceleración, frenada y paso por curva** colocaremos en el cdg de: motor, asiento, depósito, columna de dirección, radiador y piloto la masa puntual correspondiente y usaremos la simplificación de *weighted link* para conectar estas cagas al chasis.

La simplificación de *weighted link* permite al usuario distribuir una masa asociada a un punto sobre múltiples entidades geométricas.

Esta simplificación se ha tomado debido a los siguientes motivos:

- Reducir el coste computacional al minimizar el número de elementos del modelo.
- Evitar singularidades de tensiones en las zonas donde los elementos suprimidos contactaban con los tubos del chasis (línea de contacto).
- Evitar errores en el mallado o resolución de ecuaciones en elementos deformados debidos al salto en el proceso de mallado de los tubos a los elementos suprimidos.

## 6.5 Prueba de aceleración.

Simularemos el efecto sobre el chasis en términos de tensiones y desplazamientos de la acción de la máxima aceleración posible que puede sufrir el chasis.

Como ya se comentó anteriormente se han situado masas puntuales en los centros de gravedad de algunos de los elementos que descansan sobre el chasis.

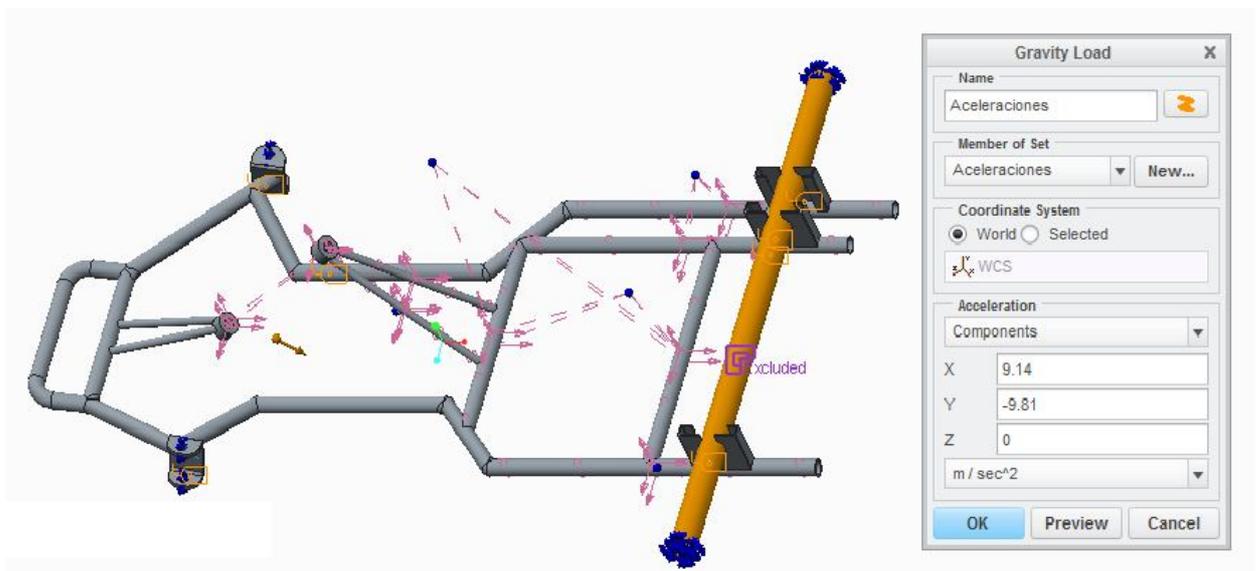
- **Acciones:**

- Aceleración de la gravedad:  $9.81 \text{ m/s}^2$  vertical y hacia abajo.
- Aceleración: Mayorada a un valor de  $1.15 \cdot 0.81g = 9.14 \text{ m/s}^2$  en dirección longitudinal y hacia atrás (fuerza de inercia en sentido opuesto a la aceleración de un cuerpo).

- **Restricciones:**

En tracción, el único eje que transmite fuerza a la estructura es el trasero, por lo que las condiciones de contorno serán:

- Eje trasero: Restringidos los desplazamientos en direcciones longitudinal, transversal y vertical sobre los extremos del eje (lugar más cercano a donde estarían situadas las ruedas).
- Eje delantero: Restringidos los desplazamientos verticales y transversales pero dejando libre los desplazamientos longitudinales. Condiciones aplicadas en la superficie interior del agujero por el que pasaría el eje de la mangueta.



Fig\_95: Prueba de aceleración, solicitaciones y restricciones

## 6.5 Prueba de frenada.

Simularemos el efecto sobre el chasis en términos de tensiones y desplazamientos de la acción de la máxima deceleración posible que puede sufrir el chasis.

Como ya se comentó anteriormente se han situado masas puntuales en los centros de gravedad de algunos de los elementos que descansan sobre el chasis.

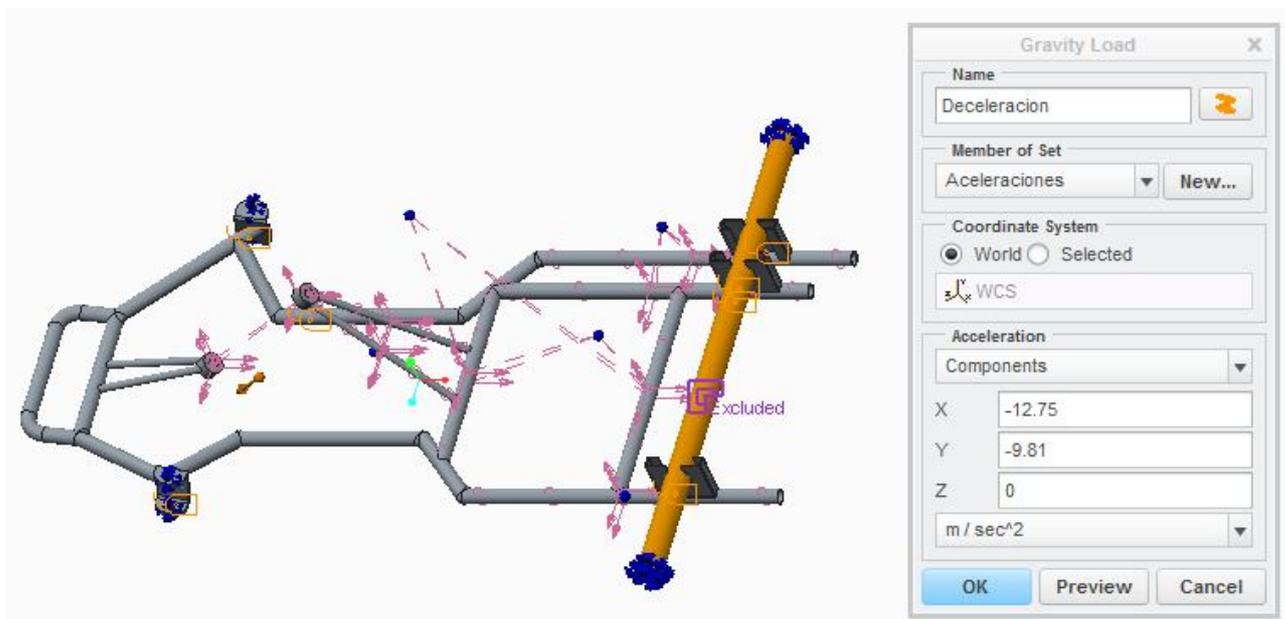
- **Acciones:**

- Aceleración de la gravedad:  $9.81 \text{ m/s}^2$  vertical y hacia abajo.
- Deceleración: Mayorada a un valor de  $1.15 \cdot 1.13g = 12.75 \text{ m/s}^2$  en dirección longitudinal y hacia delante (fuerza de inercia en sentido opuesto a la aceleración de un cuerpo).

- **Restricciones:**

En frenada, puesto que en esta categoría el kart dispone de frenos en las ruedas delanteras y en el eje trasero, ambos ejes ejercen fuerzas sobre la estructura, por lo que las condiciones de contorno son las siguientes:

- Eje trasero: Restringidos los desplazamientos en direcciones longitudinal, transversal y vertical sobre los extremos del eje (lugar más cercano a donde estarían situadas las ruedas).
- Eje delantero: Restringidos los desplazamientos en direcciones longitudinal, transversal y vertical. Condiciones aplicadas en la superficie interior del agujero por el que pasaría el eje de la mangueta.



Fig\_96: Prueba de frenada, solicitaciones y restricciones

## 6.7 Prueba de paso por curva.

Simularemos el efecto sobre el chasis en términos de tensiones y desplazamientos de la acción de la máxima aceleración centrífuga posible que puede sufrir el chasis.

Como ya se comentó anteriormente se han situado masas puntuales en los centros de gravedad de algunos de los elementos que descansan sobre el chasis.

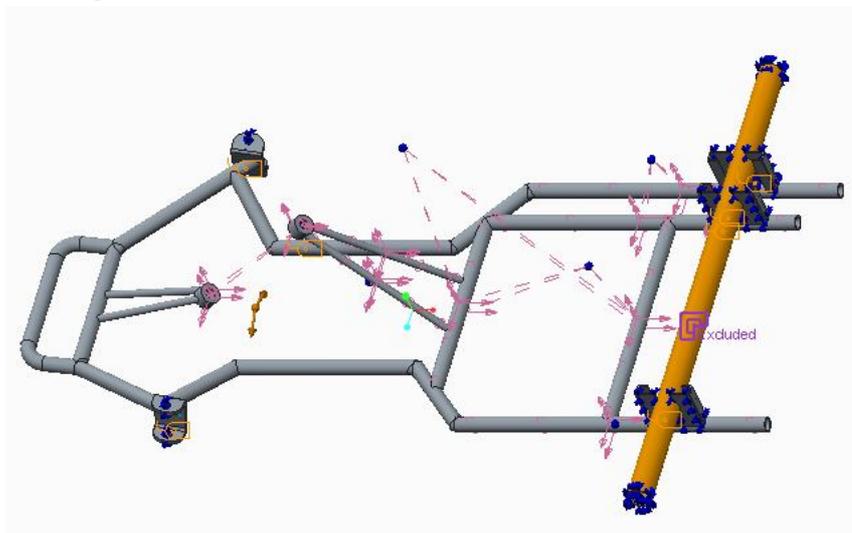
- **Acciones:**

- Aceleración de la gravedad:  $9.81 \text{ m/s}^2$  vertical y hacia abajo.
- Aceleración centrífuga: Mayorada a un valor de  $1.15 \cdot 2.66g = 30.01 \text{ m/s}^2$  en dirección transversal, realizaremos la prueba simulando el efecto de una curva a ambos lados (fuerza centrífuga hacia el exterior de la curva).

- **Restricciones:**

En el paso por curva a velocidad constante, el chasis está restringido verticalmente por el asfalto y transversalmente por el efecto de rozamiento de los neumáticos si consideramos el caso ideal de que no existe deslizamiento en ningún eje (vehículo neutro) pero está libre en dirección longitudinal.

- Eje trasero: Restringidos los desplazamientos en direcciones transversal y vertical sobre los extremos del eje (lugar más cercano a donde estarían situadas las ruedas) y los apoyos del eje (debido a que sin esta restricción el programa nos da errores diciendo que el modelo no está suficientemente restringido).
- Eje delantero: Restringidos los desplazamientos transversales y verticales pero dejando libre los desplazamientos longitudinales. Condiciones aplicadas en la superficie interior del agujero por el que pasaría el eje de la mangueta.



Fig\_97: Prueba de paso por curva, solicitaciones y restricciones

## 6.8 Prueba de rigidez a torsión.

En el comportamiento dinámico del chasis la rigidez torsional juega un papel de mayor importancia que la rigidez a flexión ya que es más restrictiva. Como bien sabemos, los karts no disponen de suspensión en ningún eje, por lo que el cometido de la suspensión lo realiza el propio chasis y los neumáticos.

El chasis es sometido a una torsión brusca cuando por ejemplo pasa sobre un bache de la pista o cuando deliberadamente el piloto pasa sobre los pianos en una curva. La rigidez a torsión del chasis afectará a cómo se comportará el kart en esta situación, reduciendo el tiempo de paso por curva o ampliándolo.



Fig\_98: Monoplaza pasando por un piano

El valor óptimo de rigidez dependerá de las condiciones del circuito y del kart, por lo que nos limitaremos en esta prueba a medir la rigidez torsional simplemente.

Para medir la rigidez a torsión de un chasis se ejerce un par torsor en el tren delantero (un par de fuerzas separadas una distancia) y se restringen todos los desplazamientos en el eje trasero.

En turismos convencionales se pueden encontrar valores muy dispares, desde 4800 N·m/grado de un Ford Mustang Convertible (2003) hasta los 40000 N·m/grado de un Rolls-Royce Phantom.

Debido a que no disponemos de datos sobre las aceleraciones verticales a las que puede estar sometido el kart para hacernos una idea de la fuerza a la que le podríamos someter en el análisis, el chasis será sometido a un par de fuerzas de

prueba y mediremos los máximos desplazamientos verticales para hallar el ángulo girado y así poder obtener la rigidez del chasis a torsión de acuerdo a la siguiente expresión:

$$K = \frac{T}{\theta} = \frac{F \cdot d}{\theta} = \frac{F \cdot d}{\arctg\left(\frac{Y_{max}}{\frac{d}{2}}\right)} \quad [N \cdot m/grado]$$

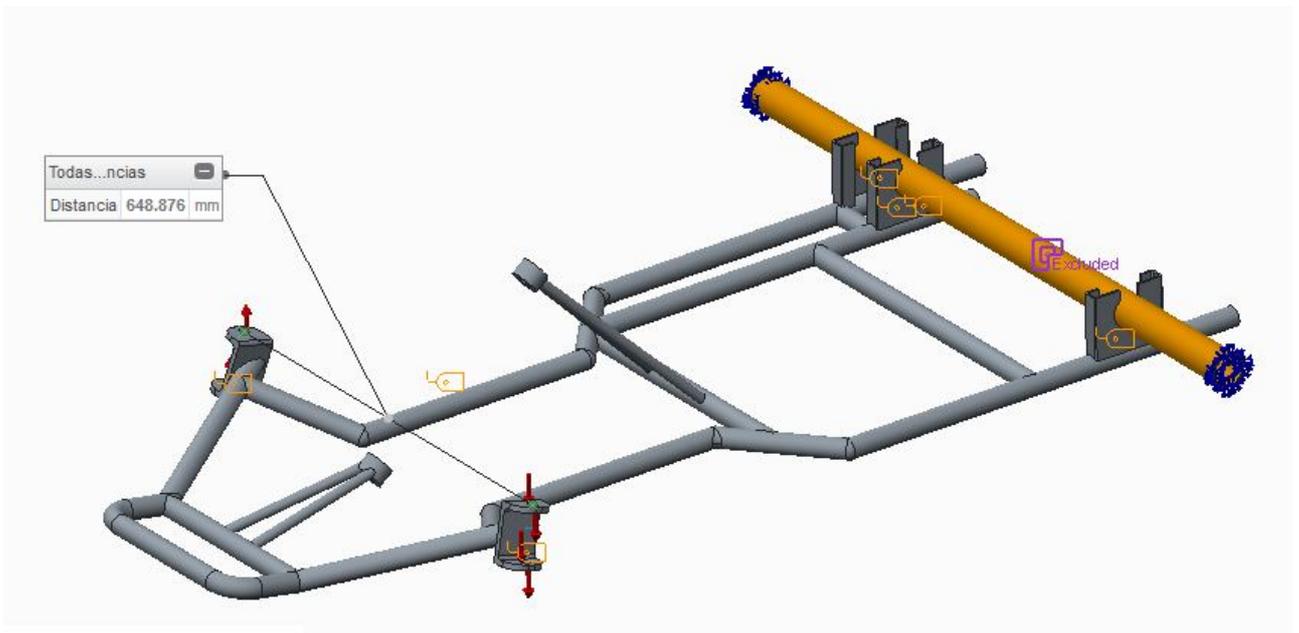
$$d = 648.876 \text{ mm}$$

- **Acciones:**

- Par torsor de valor  $T=F \cdot d=385.28 \cdot 0.648876=250 \text{ N} \cdot \text{m}$ , aplicándose las fuerzas verticalmente y en sentidos opuestos en cada eje del soporte de las manguetas.

- **Restricciones:**

- Eje delantero: Libre.
- Eje trasero: Restringidos los desplazamientos en todas las direcciones en el extremo del eje, por ser este el lugar más cercano a donde se situarían las ruedas traseras.



Fig\_99: Prueba de rigidez a torsión



## 6.9 Análisis modal.

El objetivo del análisis modal es determinar el comportamiento vibracional de un cuerpo, es decir, determinar sus modos propios y a qué frecuencia se dan los mismos. Los modos que nos interesan desde un punto de vista ingenieril son los de menor frecuencia natural, por ser estos los modos de vibración más probables de que se puedan dar en una situación real que ponga en compromiso un componente estructural.

Cuando un componente es excitado a una frecuencia que corresponde con la frecuencia natural de un modo propio, el cuerpo comienza a oscilar según este modo propio, pudiendo entrar en resonancia con lo que la amplitud de la oscilación es cada vez mayor, causando mayores esfuerzos en el componente que pueden llegar a romperlo. En un kart, estas oscilaciones forzadas se pueden originar debido por ejemplo a:

- El movimiento del cigüeñal del motor si está mal equilibrado.
- Anormalidades en el firme de la pista.
- Plano producido en el neumático en una frenada brusca conforme la rueda gira perdiendo su redondez.

- **Inputs del análisis modal.** [VII]

Los modos de vibración son propiedades intrínsecas de una estructura o componente, y dependen de:

- Material (densidad, rigidez de amortiguamiento estructural, módulo de Young...).
- Condiciones de contorno.
- Geometría del cuerpo.

No se requieren ni cargas ni desplazamientos prescritos en este tipo de análisis. El modelo puede estar restringido o no. Un análisis modal puede evaluar los parámetros modales (incluyendo los modos rígidos) desde una frecuencia mínima especificada o dentro de un rango de frecuencias concretas.

- **Outputs del análisis modal.** [VII]

Cada modo propio está caracterizado por dos parámetros modales:

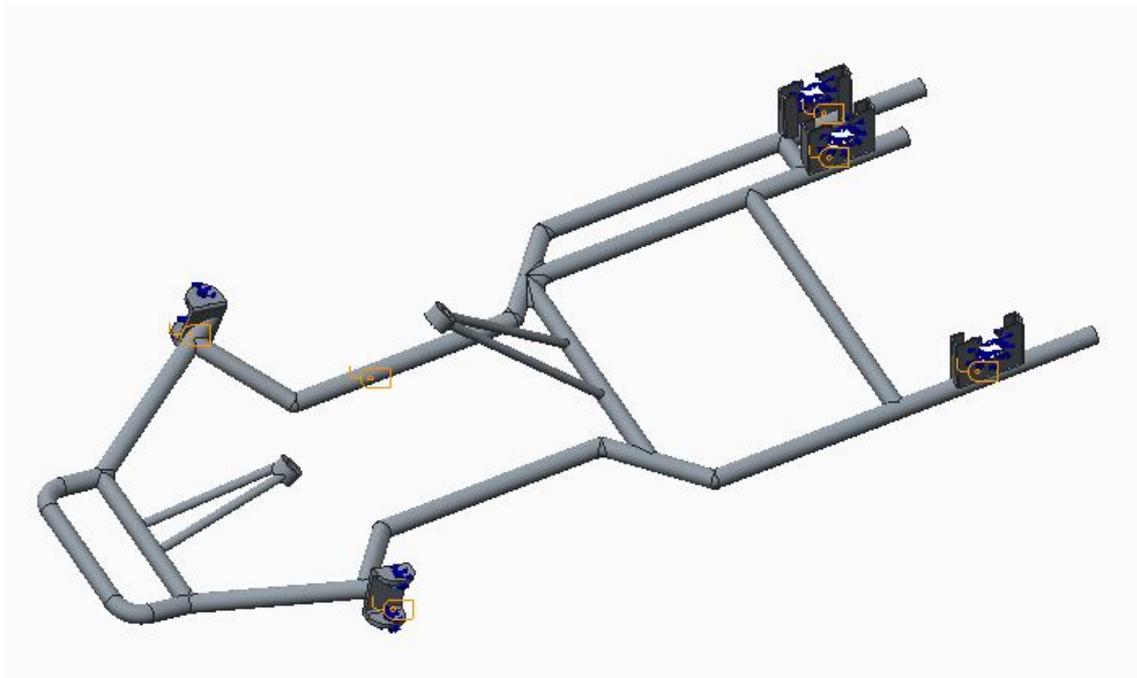
- Forma del modo en la que se deforma el componente.
- Frecuencia natural [Hz] a la que se da dicho modo.



Cabe mencionar que el módulo de Simulate arroja valores de tensiones y deformaciones normalizados en el análisis modal, esto quiere decir que cada valor de tensión/deformación está dividido por el valor máximo de modelo. Esto es útil para localizar el lugar en el cual se produce la máxima tensión y deformación debido a un modo propio.

Realizaremos dos análisis modales buscando los 4 primeros modos que se produzcan a una frecuencia distinta de 0 Hz de dos configuraciones del chasis:

- Chasis libre: Las seis primeras frecuencias propias son 0 Hz, ya que al estar el chasis no restringido en el espacio tridimensional los primeros modos propios se corresponden con los 6 grados de libertad de todo sólido rígido en el espacio.
- Chasis con restricciones: Restringiremos los 3 desplazamientos tanto del tren delantero como del tren trasero.



Fig\_100: Chasis sometido a análisis modal



## Capítulo 7: Resultados.

---

En este capítulo expondremos los resultados de los análisis del chasis base. En caso de que para algún análisis los resultados (tensión máxima de von Mises o desplazamientos) no sean aceptables, deberemos modificar el diseño del chasis de alguna de las siguientes formas:

- Modificar el espesor de los tubos.
- Cambiar el material de los tubos a otro tipo de acero.
- Modificar la geometría.
- Reemplazar soldadura por tubo doblado o asignar un redondeo de arista.

El programa PTC Creo en su módulo Simulate dispone de los siguientes tipos de estudios para la mejora del diseño:

- **Estudio de diseño estándar.** [VII]  
Permite variar las variables de diseño (dimensiones y parámetros) en el modelo para calcular los resultados de un análisis existente después de haberlas cambiado.
- **Estudio de sensibilidad.** [VII]  
Este estudio permite explorar cómo los cambios en las variables de diseño afectan a las medidas en el análisis. Existen dos tipos de análisis de sensibilidad: local y global.
- **Estudio de factibilidad.** [VII]  
Permite determinar si las especificaciones de diseño para un diseño concreto pueden ser conseguidas. El motor de Simulate trata de encontrar una condición de diseño que satisfaga todos los límites de diseño cambiando las variables de diseño en un rango permitido. Si el motor encuentra una condición de diseño que satisfaga todos los límites, considerará esta solución como factible y cesará la ejecución.
- **Estudio de optimización.** [VII]  
Los estudios de optimización están íntimamente relacionados con los estudios de factibilidad. Además de los límites de diseño y de las variables en un estudio de factibilidad, el estudio de optimización tiene una función objetivo. Durante la ejecución inicial, el motor de optimización se comporta exactamente igual que como lo hace en un estudio de factibilidad, es decir, busca un diseño que satisfaga todos los límites de diseño. Una vez que tal diseño factible es encontrado, el motor de optimización intenta minimizar o maximizar la función objetivo para finalizar con un modelo óptimo.

## 7.1 Resultados de la prueba de aceleración.

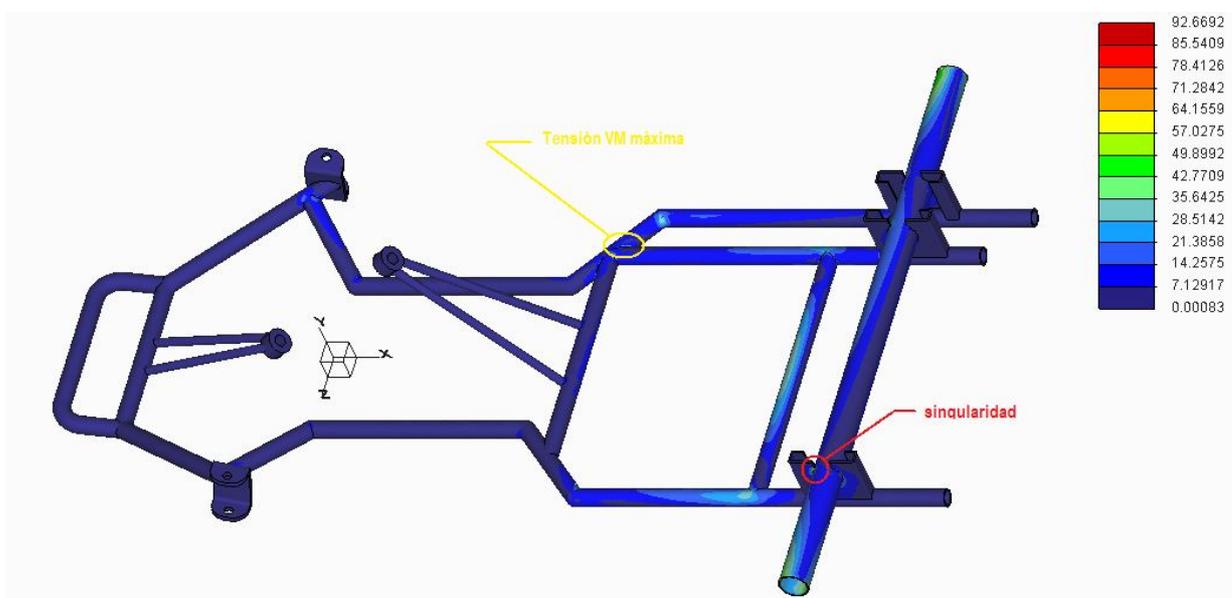
- **Tensiones.**

Caracterizaremos el estado tensional mediante el valor de la tensión máxima de von Mises. En este análisis el valor máximo es cercano a 93 MPa pero pertenece a una singularidad (situada donde el eje apoya en el soporte), por lo que desestimaremos este valor ya que en la realidad este apoyo se realizaría mediante un rodamiento que no hemos modelado.

El valor máximo de tensión de von Mises de nuestro modelo que no se corresponde con una singularidad es de 65 MPa (65.324) y se localiza en la unión del tubo longitudinal medio con el tubo externo del chasis, en esta zona habrá que tener especial cuidado al realizar la soldadura pertinente en el proceso de fabricación. La distribución de tensiones es coherente, ya que las zonas más solicitadas son aquellos tubos sobre los que recae más peso y además el efecto de la inercia hacia atrás acentúa su efecto, como el tubo transversal sobre el que se apoya el asiento (30 MPa).

**Tensión máxima de von Mises = 65 MPa <  $f_y = 355$  MPa → OK**

Coef. Seguridad =  $f_y / \sigma_{\max} = 355 / 65 = 5.46$

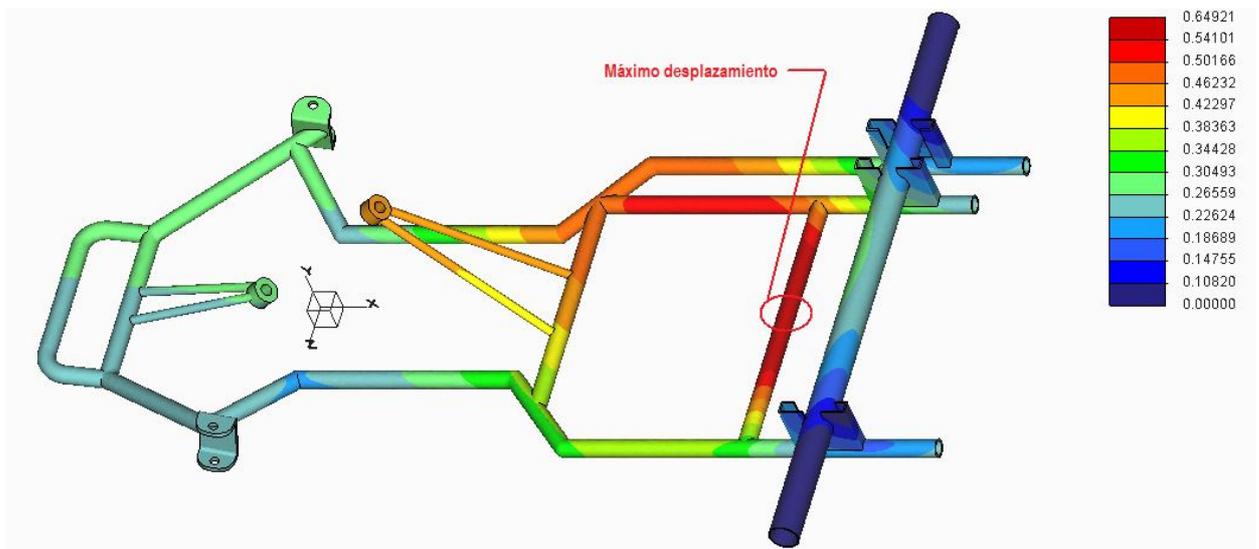


Fig\_101: Tensión de von Mises, aceleración

- **Desplazamientos.**

Buscamos el máximo valor del desplazamiento sufrido por el chasis. Este valor es de 0.65 mm, imperceptible a simple vista, por lo que concluimos que el resultado es adecuado. El máximo desplazamiento se localiza en el tubo transversal trasero sobre el que recae la mayor parte del peso del asiento-piloto (elemento más pesado) cuyo efecto se ve acrecentado por la inercia en el proceso de aceleración. También se puede apreciar como el lado derecho del chasis sufre mayores desplazamiento que el izquierdo, resultado lógico, al estar situado el motor (elemento pesado) en dicho lado.

**Máximo desplazamiento en magnitud = 0.65 mm, imperceptible a simple vista → OK**



Fig\_102: Desplazamientos, aceleración

## 7.2 Resultados de la prueba de frenada.

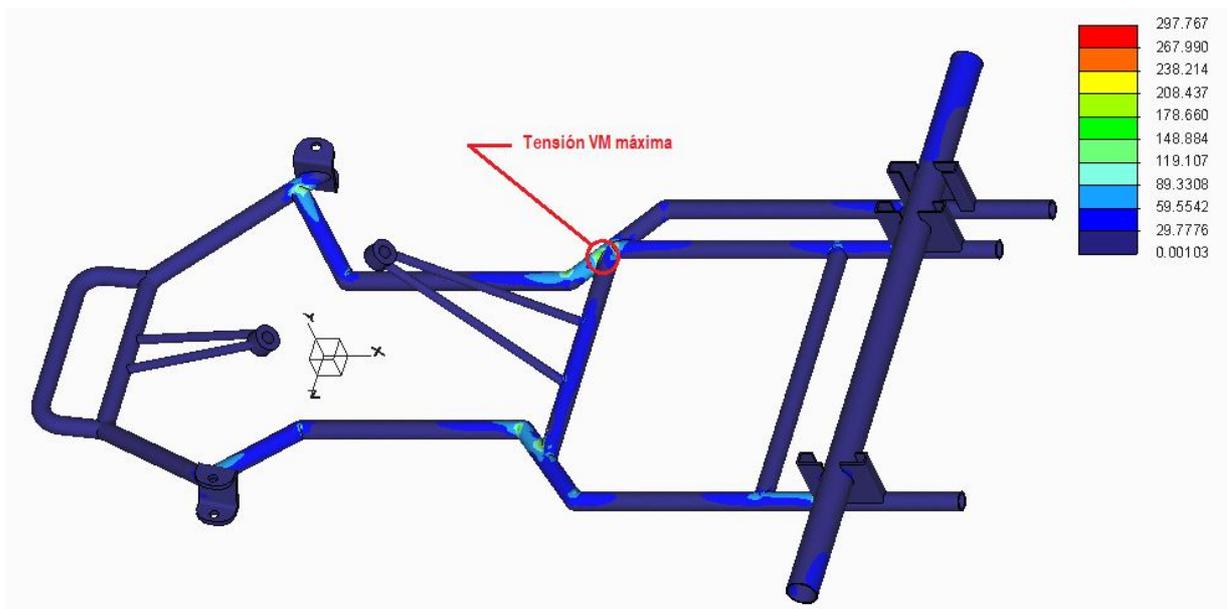
- **Tensiones.**

Esta prueba es más exigente que la de aceleración, en parte porque se somete al chasis a un módulo de la aceleración resultante mayor y en parte por la disposición de los elementos. El valor máximo de tensión de von Mises es de 298 MPa, situada en la unión del tubo transversal principal con el tubo externo longitudinal del chasis. Es lógico el lugar donde se produce la máxima tensión ya que como sabemos la tensión equivalente de von Mises tiene en cuenta tanto tensiones normales ( $\sigma$ ) como tensiones tangenciales ( $\tau$ ). Dicha barra está sometida a una flexión importante en dos planos diferentes: una debida principalmente al peso vertical del piloto y otra por la inercia del piloto hacia delante en la frenada originando tensiones normales. Por otra parte, tanto el efecto de la gravedad como de la inercia de frenada sobre el depósito de combustible provoca un par torsor sobre este tubo originando tensiones tangenciales.

De acuerdo a estos resultados habrá que tener especial cuidado al realizar la soldadura en esta zona para no contribuir al fenómeno de concentración de tensiones o que el material de aportación disminuya las propiedades mecánicas de la unión.

**Tensión máxima de von Mises = 298 MPa <  $f_y = 355$  MPa  $\rightarrow$  OK**

Coef. Seguridad =  $f_y/\sigma_{\max} = 355/298 = 1.19$

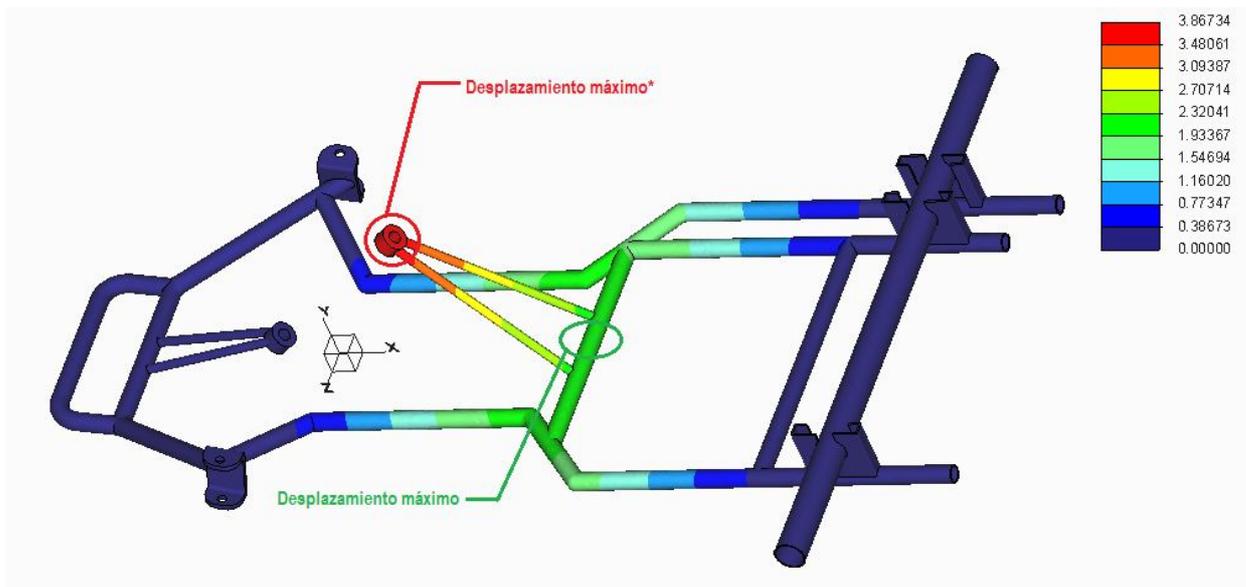


Fig\_103: Tensión de von Mises, frenada

- **Desplazamientos.**

El desplazamiento máximo arrojado por el análisis tiene un valor de aproximadamente 4 mm (3.87) y se da en el anillo que sujeta la columna de dirección más cercano al volante. No obstante este valor no es representativo, ya que en la realidad, la columna de dirección restringiría notoriamente dicho desplazamiento y los del triángulo de soporte. Un valor que sí que consideramos representativo del modelo en estas condiciones de sollicitación en frenada sería el obtenido en el tubo transversal principal. Como ya se ha mencionado al hablar de las tensiones, este tubo está fuertemente solicitado, así que es razonable pensar que el valor máximo de desplazamiento representativo del modelo se de allí. Dicho valor es de 2.32 mm, que consideramos adecuado ya que no es muy grande y además en la realidad seguramente fuera menor debido al efecto de rigidez adicional que proporcionarían elementos del kart no contemplados en estos análisis. También debemos de decir que el valor de aceleración está mayorado un 15% para quedarnos del lado de la seguridad.

**Máximo desplazamiento en magnitud = 2.32 mm, considerado razonable → OK**



Fig\_104: Desplazamientos, frenada

### 7.3 Resultados de la prueba de paso por curva.

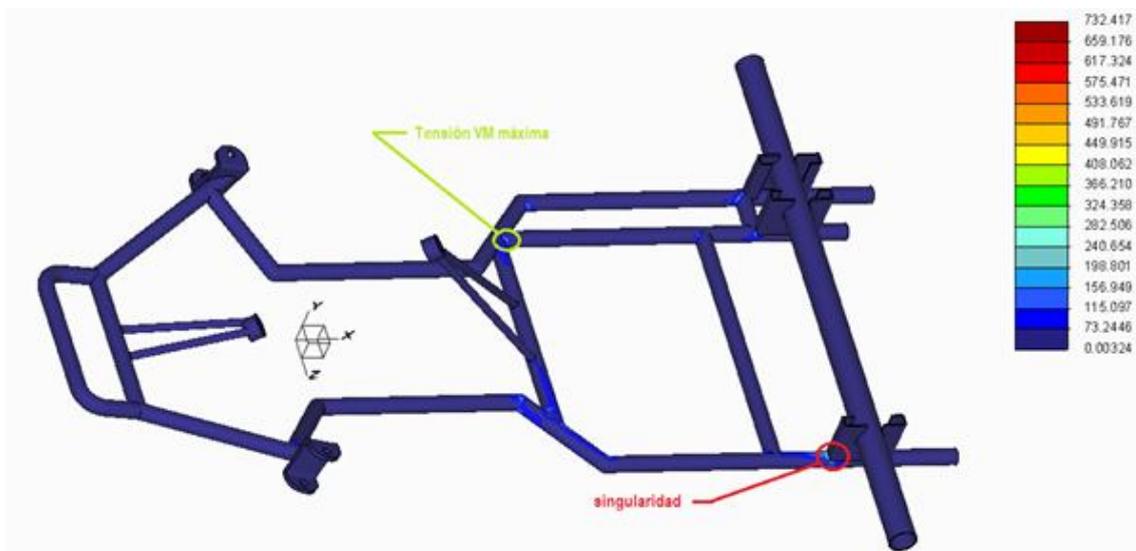
Analizaremos el efecto sobre el chasis de ambos pasos por curvas (a derechas y a izquierdas) sin más que modificar el signo de la componente lateral de la aceleración centrífuga.

- **Tensiones.**

En la prueba de curva a derechas el valor máximo de tensión de von Mises que nos da el programa es de 732 MPa, que consideramos un valor no válido, al estar localizado justo en el apoyo del eje trasero en una arista (área muy pequeño por lo que dispara la tensión). El valor máximo considerado como válido en la curva a derechas es de 310 MPa, localizado en la zona problemática de la unión del tubo transversal principal con el tubo longitudinal medio.

**Tensión máxima de von Mises = 310 MPa <  $f_y = 355$  MPa → OK**

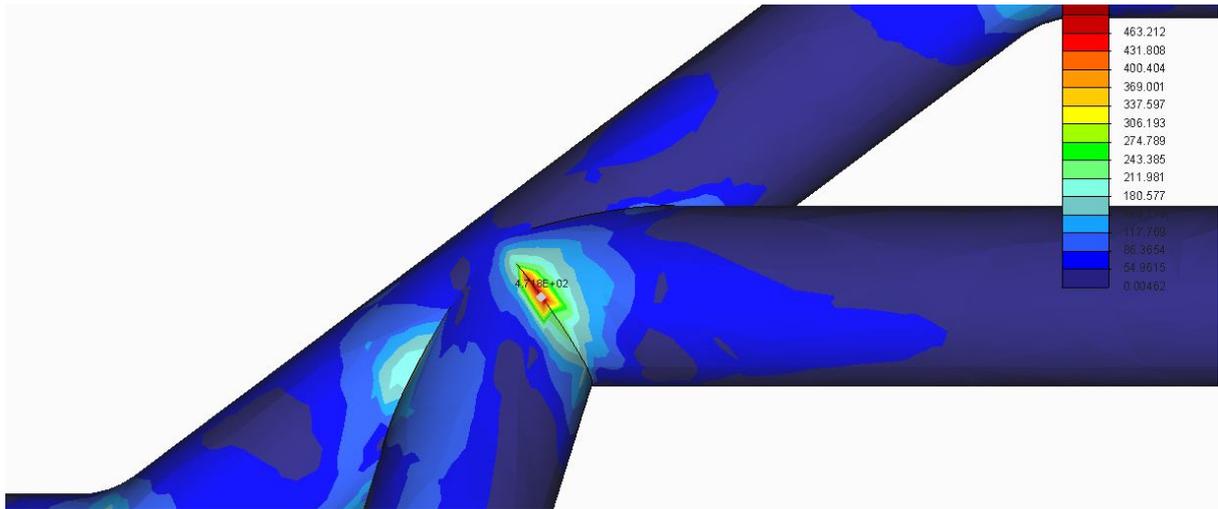
Coef. Seguridad =  $f_y / \sigma_{\max} = 355 / 310 = 1.15$



Fig\_105: Tensiones, curva a derechas

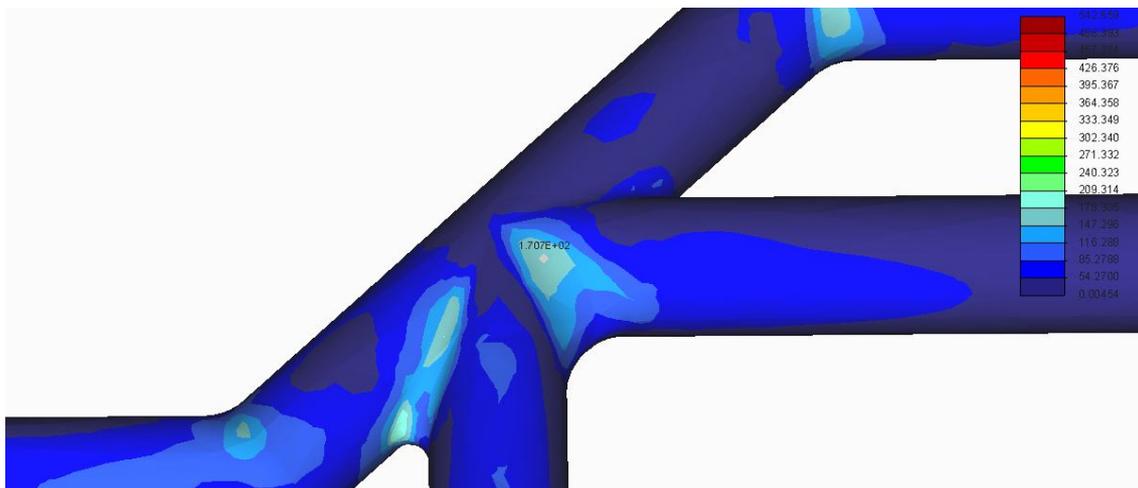


Al realizar la prueba de curvas a izquierdas nos aparece una tensión que supera el límite elástico en el lugar problemático antes mencionado de 470 MPa, para solucionar este problema decidimos actuar sobre el proceso de fabricación, y en lugar de que en ese lugar exista una unión soldada entre tubos, preferimos que sea un único tubo doblado formando un ángulo de 90°. En el modelo introducimos una función de redondeo (20 mm de radio) para ver si así conseguimos disminuir el valor de la tensión máxima.



Fig\_106: Tensión que supera el límite elástico

Gracias al cambio realizado conseguimos contener el valor de la tensión en la zona problemática a 170 MPa.



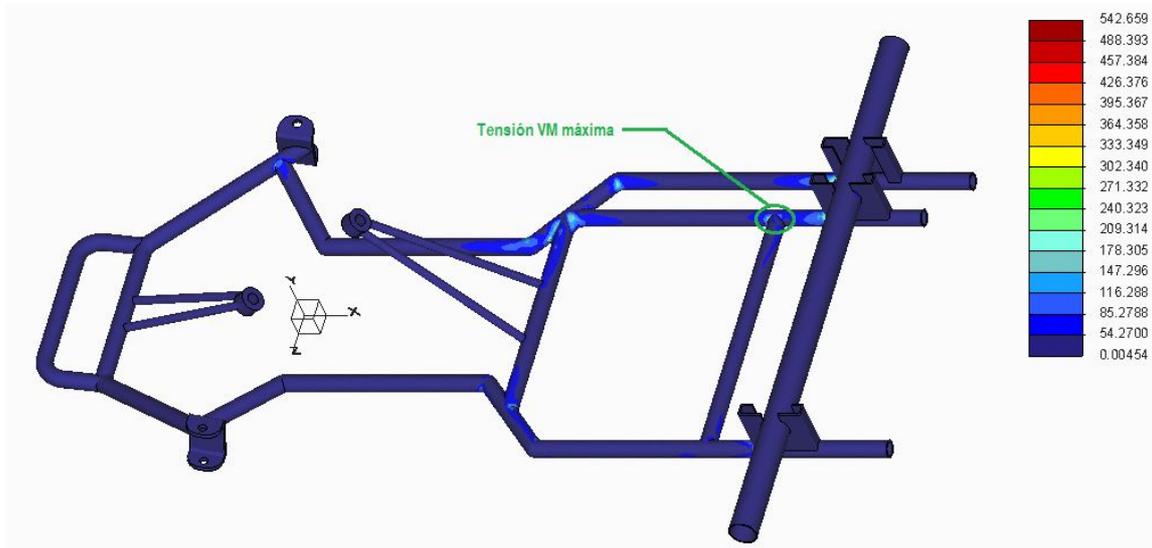
Fig\_107: Tensión después del cambio introducido

**Después de volver a ejecutar el análisis de paso por curva a derechas y a izquierdas con el cambio del tubo doblado en lugar de soldado obtenemos los valores definitivos de tensión de von Mises para esta prueba.**

- Curva a izquierdas:

**Tensión máxima de von Mises = 270 MPa <  $f_y = 355$  MPa → OK**

Coef. Seguridad=  $f_y/\sigma_{\max} = 355/270 = 1.31$

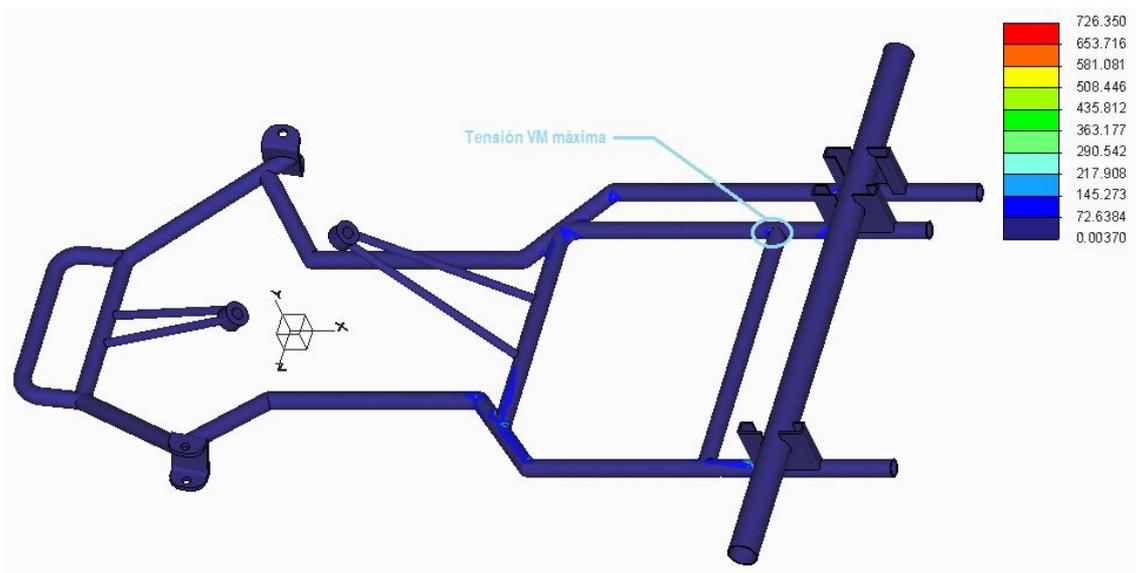


Fig\_108: Tensión, curva a izquierdas después del cambio

- Curva a derechas:

**Tensión máxima de von Mises = 250 MPa <  $f_y = 355$  MPa → OK**

Coef. Seguridad=  $f_y/\sigma_{\max} = 355/250 = 1.42$

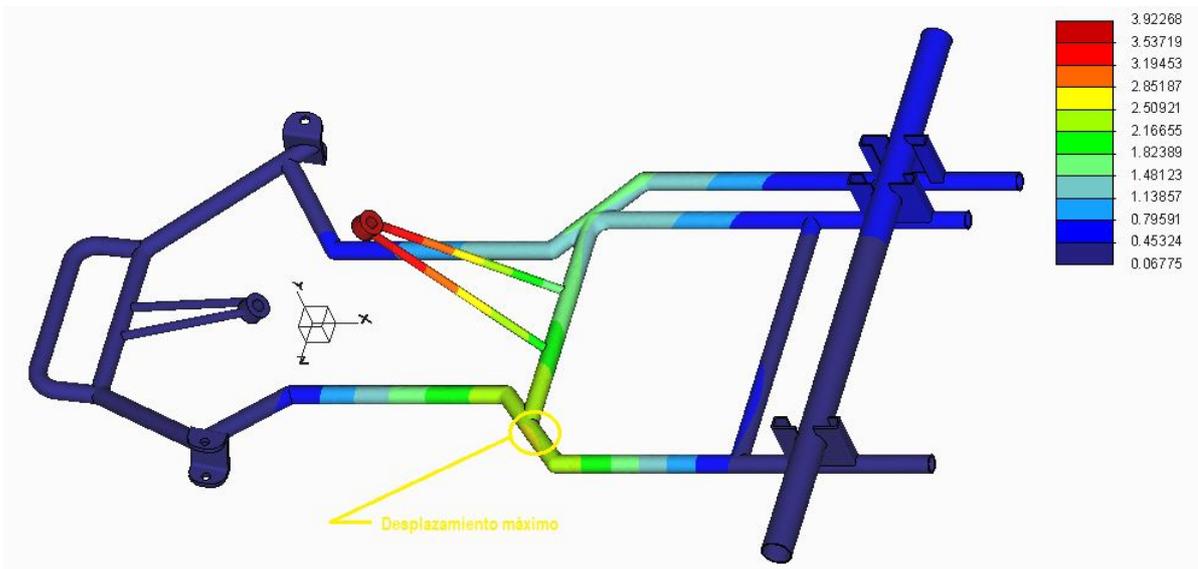


Fig\_109: Tensión, curva a derechas después del cambio

- **Desplazamientos.**

En la curva a derechas el desplazamiento máximo es de casi 4 mm (3.92) y se sitúa en el apoyo de la columna de dirección más cercano al piloto. Como se ha comentado en la prueba de frenada no consideramos este desplazamiento como representativo porque la columna de dirección e incluso el piloto sujetando el volante realizaría un efecto rigidizador. Consideramos el desplazamiento máximo de 2.5 mm en la parte izquierda del chasis, lo cual tiene sentido al darse lugar una transferencia de pesos hacia este lado al trazar la curva a derechas.

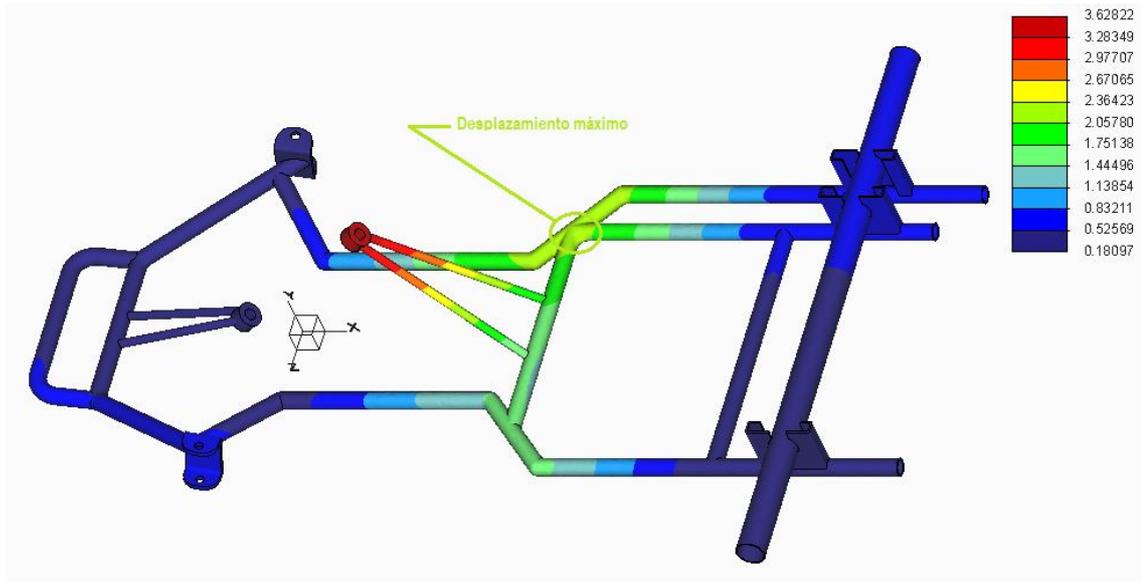
Máximo desplazamiento en magnitud = 2.5 mm, considerado razonable → OK



Fig\_110: Desplazamientos, curva a derechas

**En el caso de la curva a izquierdas** nos encontramos con que el desplazamiento máximo está situado en el mismo apoyo de la columna de dirección (3.62 mm) que desestimamos. El máximo desplazamiento admitido como válido es de 2.2 mm y se sitúa en el lado derecho del kart como es lógico debido a la transferencia de pesos lateralmente en el paso por curva.

**Máximo desplazamiento en magnitud = 2.2 mm, considerado razonable → OK**



Fig\_111: Desplazamientos, curva a izquierdas



## 7.4 Resultados de la prueba de rigidez a torsión.

Después de someter al chasis al par torsor de 250 N·m, la tensión máxima de von Mises obtenida es de 304 MPa, que al estar por debajo del límite elástico de nuestro acero (355 MPa) nos aseguramos de que el material se ha comportado en la zona lineal de la curva tensión-deformación en este análisis. Este valor de tensión no es representativo, ya que no disponemos de datos sobre el par torsor al que puede estar sometido el chasis en competición y puesto que el objetivo de este análisis es únicamente medir la rigidez a torsión.

Se ha obtenido un desplazamiento vertical máximo de 6.13 mm y mínimo de -8.08 mm. Estos desplazamientos no son iguales a ambos lados debido a que el chasis no es totalmente simétrico, como se puede apreciar en la figura de la siguiente página, el desplazamiento vertical del soporte de la mangueta izquierda (en rojo) es menor en valor absoluto que el del soporte del lado derecho; esto es debido a la barra longitudinal que aporta una rigidez a torsión mayor en dicho lado del chasis. Para operar utilizaremos un desplazamiento medio:

$$Y = \frac{Y_{max} + Y_{min}}{2} = \frac{6.13 + 8.08}{2} = 7.105 \text{ mm}$$

Hallamos el ángulo girado como:

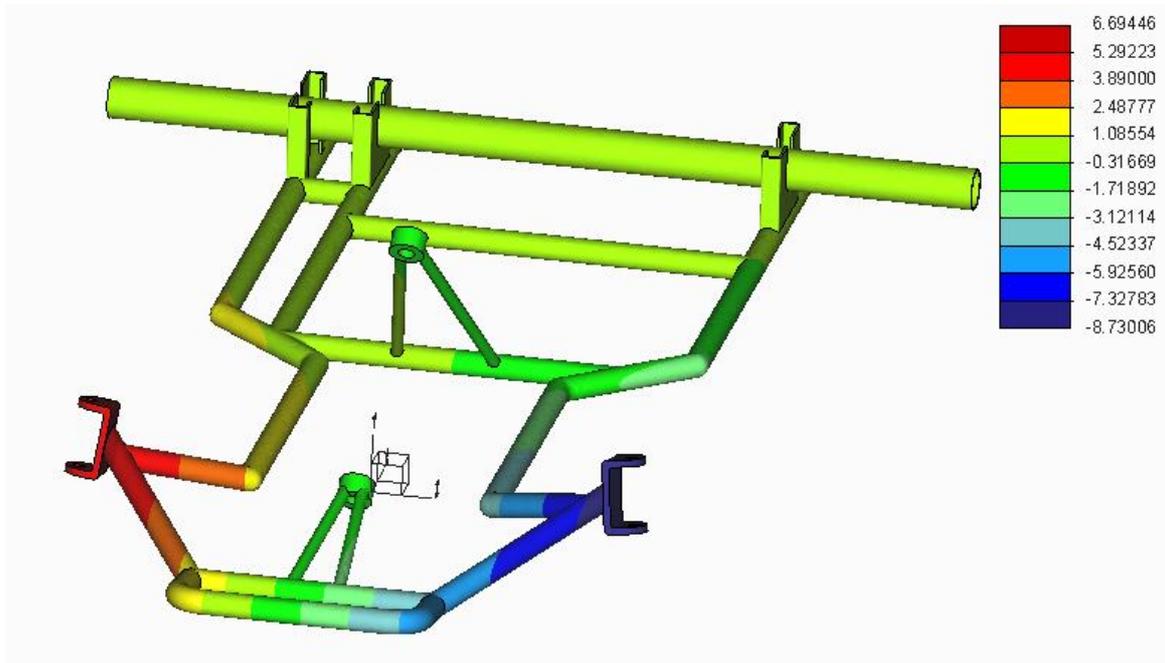
$$\theta = \arctg\left(\frac{Y}{\frac{d}{2}}\right) = \arctg\left(\frac{7.105}{648.876/2}\right) = 1.255 \text{ grados}$$

La rigidez a torsión del chasis por lo tanto será:

$$K = \frac{T}{\theta} = \frac{250}{1.255} = 199.2 \text{ N} \cdot \text{m/grado}$$

No disponemos de valores de rigidez a torsión de chasis de karts, pero como valor orientativo podemos dar el de un chasis de monoplace de fórmula SAE entorno a los 1100 N·m/grado. Teniendo en cuenta que la estructura de un fórmula SAE está mucho más reforzada que el chasis de un kart, la rigidez obtenida por nuestro modelo parece un valor aceptable.

Es importante que el chasis del kart no sea demasiado rígido, ya que al no disponer de suspensión, el propio chasis se encarga en parte de realizar dicha labor. Además, si en un circuito en especial se necesitase una rigidez a torsión mayor se pueden ajustar otros reglajes para conseguir esto, como por ejemplo introducir *barras estabilizadoras a torsión*.



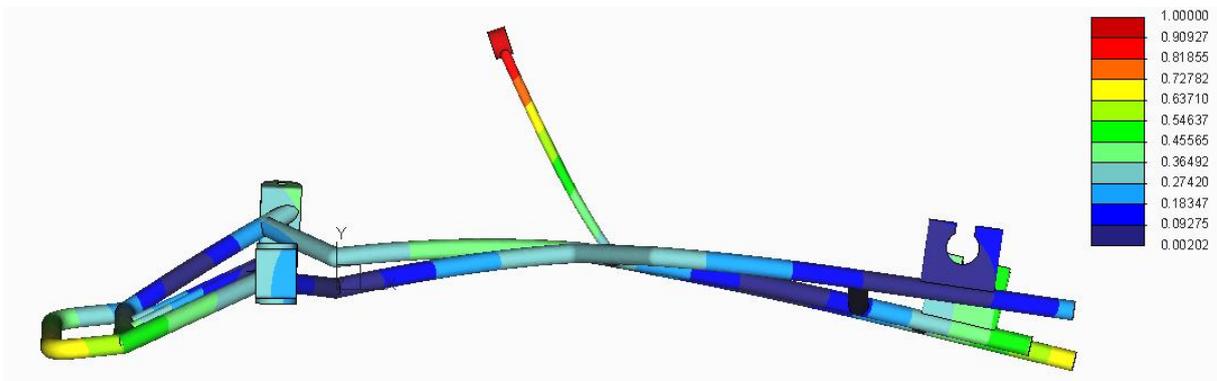
Fig\_112: Desplazamientos verticales, rigidez a torsión

## 7.5 Resultados del análisis modal.

- **Chasis libre.**

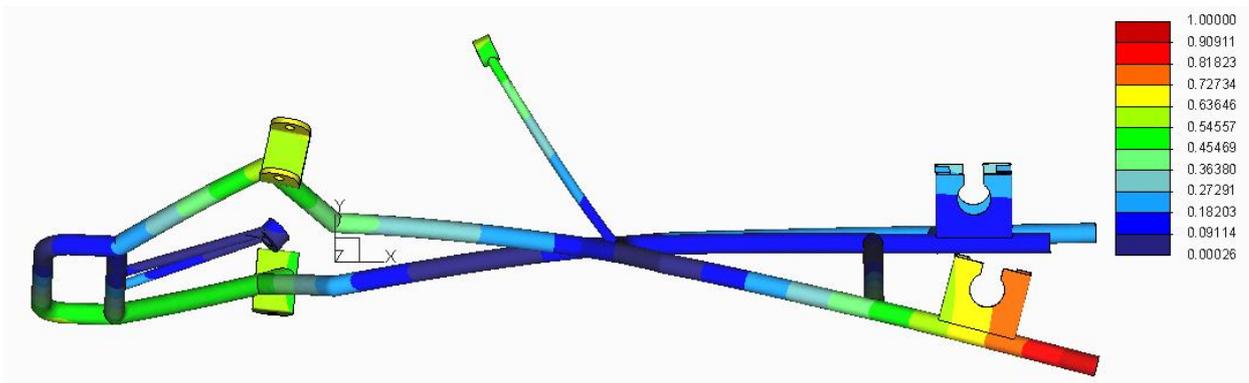
Las seis primeras frecuencias propias son 0 Hz, ya que al estar el chasis no restringido en el espacio tridimensional los modos propios se corresponden con los 6 grados de libertad de todo sólido rígido en el espacio (modos rígidos). Las siguientes 4 frecuencias naturales de los modos propios son:

- **Modo 7:** Flexión según el eje transversal y torsión según el eje longitudinal  
Frecuencia natural: **38.94 Hz**



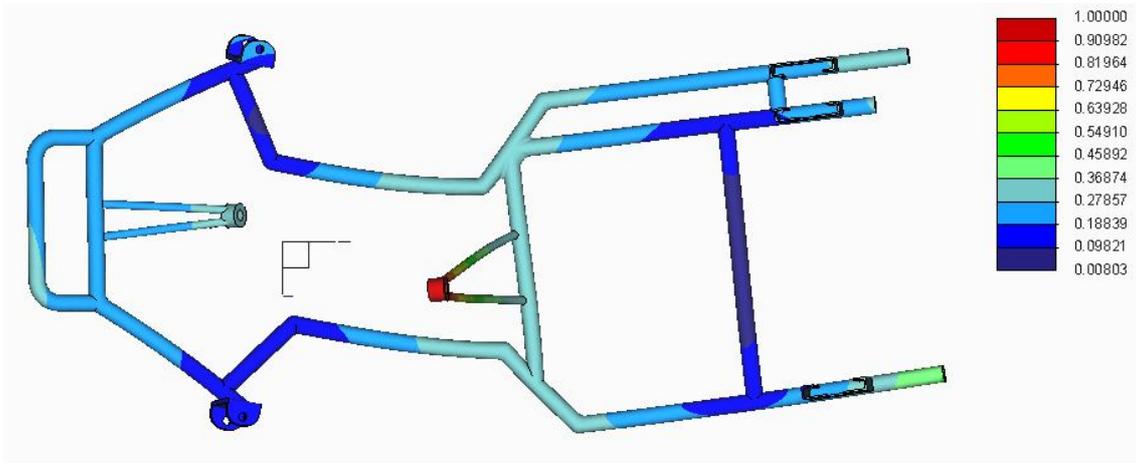
Fig\_113: Modo 7, chasis libre

- **Modo 8:** Torsión según el eje longitudinal.  
Frecuencia natural: **42.24 Hz**



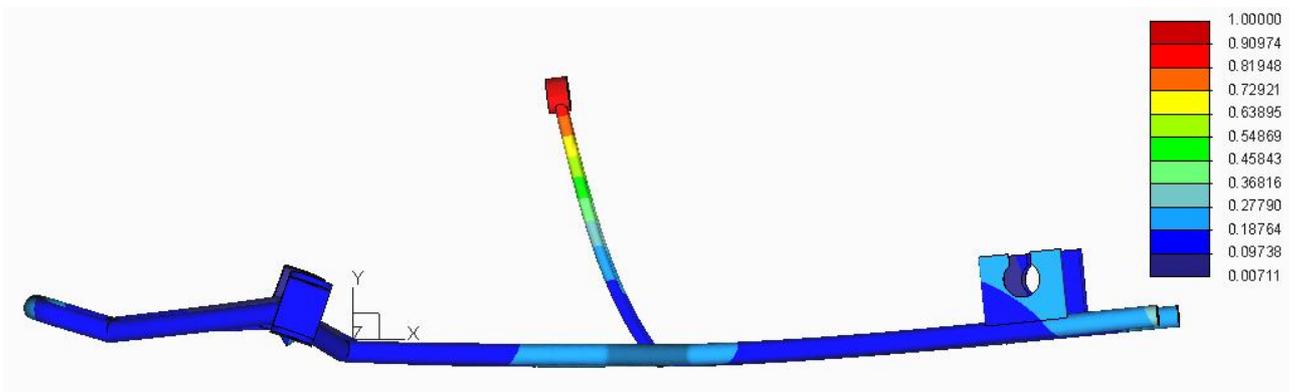
Fig\_114: Modo 8, chasis libre

- **Modo 9:** Flexión según el eje vertical.  
Frecuencia natural: **61.81 Hz**



Fig\_115: Modo 9, chasis libre

- **Modo 10:** Flexión según el eje transversal.  
Frecuencia natural: **62.74 Hz**

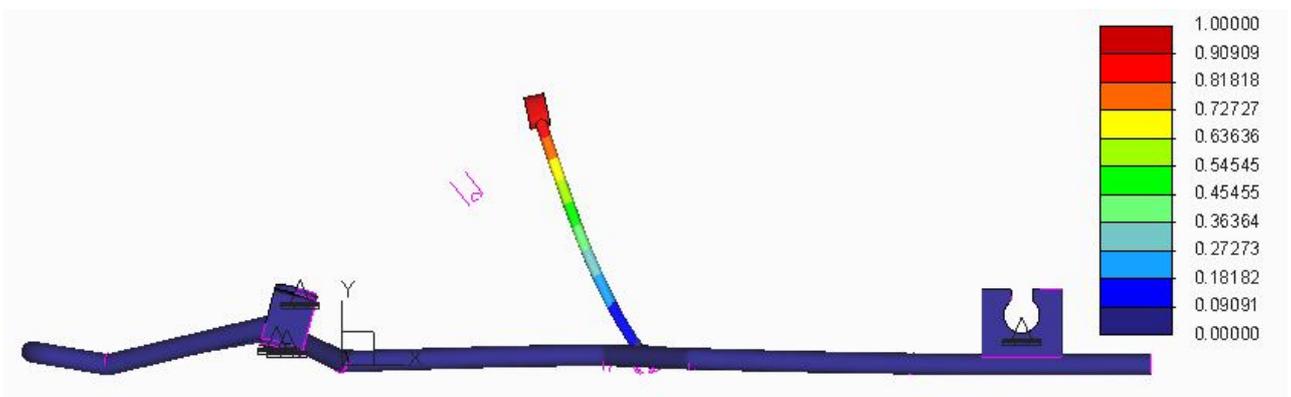


Fig\_116: Modo 10, chasis libre

- **Chasis con restricciones.**

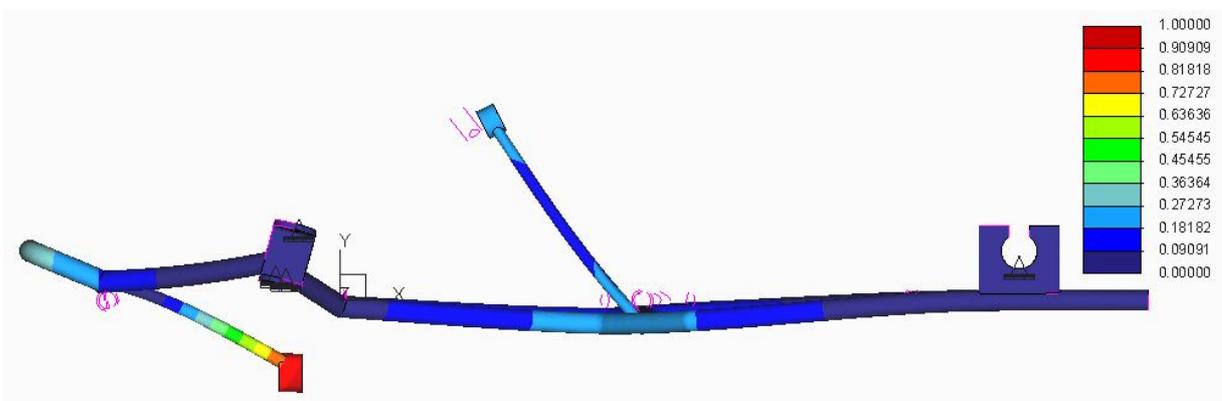
Las restricciones aplicadas en este análisis al chasis han sido restringir los 3 desplazamientos en el tren delantero y trasero. En el eje delantero se han aplicado sobre la superficie del agujero por el que pasaría la mangueta y en el tren trasero se han aplicado sobre la superficie de los soportes del eje trasero sobre el que apoyaría dicho eje. Observaremos las diferencias tanto en el valor de las frecuencias naturales como en los modos propios de vibración.

- **Modo 1:** Flexión según el eje transversal.  
Frecuencia natural: **52.60 Hz**



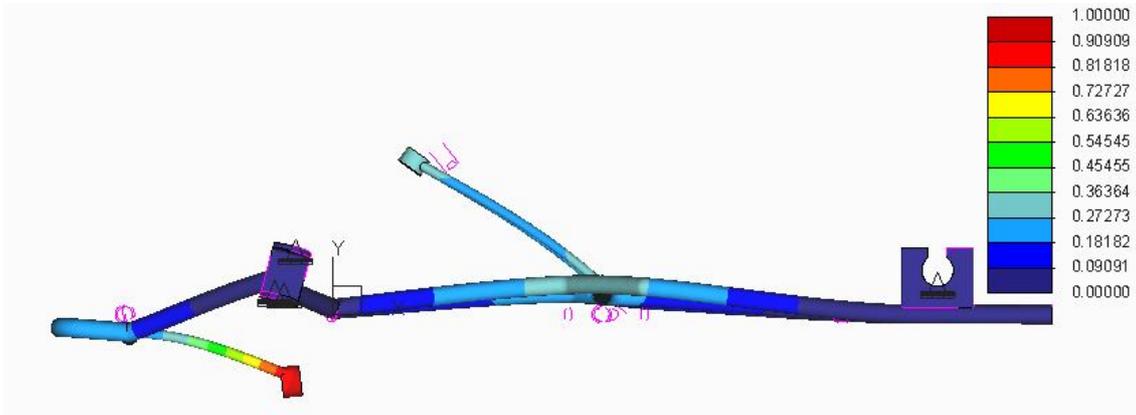
Fig\_117: Modo 1, chasis con restricciones

- **Modo 2:** Flexión según el eje transversal.  
Frecuencia natural: **97.43 Hz**



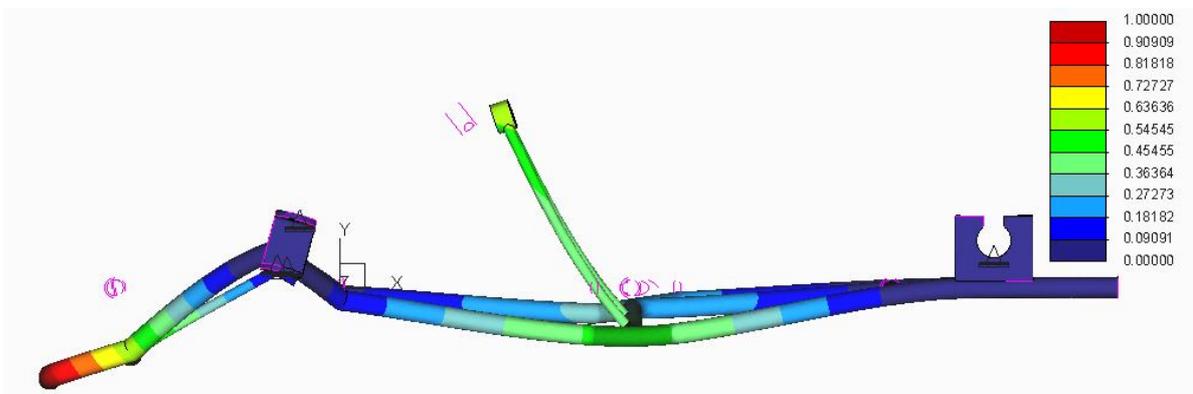
Fig\_118: Modo 2, chasis con restricciones

- **Modo 3:** Flexión según el eje transversal.  
Frecuencia natural: **99.26 Hz**



Fig\_119: Modo 3, chasis con restricciones

- **Modo 4:** Flexión según el eje transversal y torsión según el eje longitudinal.  
Frecuencia natural: **100.54 Hz**



Fig\_120: Modo 4, chasis con restricciones



## 7.6 Resultados finales.

Después de la prueba de paso por curva tuvimos que realizar una modificación en el chasis (doblado de tubo en vez de soldadura que se tradujo en una función de redondeo de 20 mm de radio en su lugar) y se decidió añadir funciones de redondeo de 3 mm en los lugares de las soldaduras, debido a que la arista de corte era un lugar propicio a la concentración de tensiones en nuestros análisis. Expondremos en este apartado un resumen con los nuevos valores obtenidos para cada análisis que cumplen nuestras especificaciones de diseño:

- **Tensión:** Tensión de von Mises no superior al límite elástico del acero empleado (355 MPa).
- **Desplazamientos:** No superarse los 5 mm para ningún desplazamiento máximo en magnitud.

- **Prueba de aceleración.**

$$a_{\text{vertical}} = -9.81 \text{ m/s}^2 (1g)$$

$$a_{\text{longitudinal}} = -9.14 \text{ m/s}^2 (0.93g)$$

$$\text{Tensión de VM máxima} = 48 \text{ MPa} < 355 \text{ MPa} \rightarrow \text{OK}$$

$$\text{Coef. Seg} = 355/48 = 7.40$$

$$\text{Desplazamiento máximo en magnitud} = 0.65 \text{ mm} < 5 \text{ mm} \rightarrow \text{OK}$$

- **Prueba de frenada.**

$$a_{\text{vertical}} = -9.81 \text{ m/s}^2 (1g)$$

$$a_{\text{longitudinal}} = 12.75 \text{ m/s}^2 (1.3g)$$

$$\text{Tensión de VM máxima} = 249 \text{ MPa} < 355 \text{ MPa} \rightarrow \text{OK}$$

$$\text{Coef. Seg} = 355/249 = 1.43$$

$$\text{Desplazamiento máximo en magnitud} = 3.76 \text{ mm (soporte de la columna de dirección)} < 5 \text{ mm} \rightarrow \text{OK}$$

- **Prueba de paso por curva.**

$$a_{\text{vertical}} = -9.81 \text{ m/s}^2 (1g)$$

$$a_{\text{longitudinal}} = \pm 30.01 \text{ m/s}^2 (3.06g)$$

- **Curva a derechas:**

$$\text{Tensión de VM máxima} = 278 \text{ MPa} < 355 \text{ MPa} \rightarrow \text{OK}$$

$$\text{Coef. Seg} = 355/278 = 1.28$$



Desplazamiento máximo en magnitud = 4.97 mm (soporte de la columna de dirección) < 5 mm → **OK**

- Curva a izquierdas:

Tensión de VM máxima = 268 MPa < 355 MPa → **OK**

Coef. Seg = 355/268 = 1.32

Desplazamiento máximo en magnitud = 3.71 mm (soporte de la columna de dirección) < 5 mm → **OK**

• **Prueba de rigidez a torsión.**

$$Y = \frac{Y_{max} + Y_{min}}{2} = \frac{6.2 + 8.0}{2} = 7.1 \text{ mm}$$

$$\theta = \arctg\left(\frac{Y}{\frac{d}{2}}\right) = \arctg\left(\frac{7.1}{648.876/2}\right) = 1.254 \text{ grados}$$

$$K = \frac{T}{\theta} = \frac{250}{1.254} = 199.4 \text{ N} \cdot \text{m/grado}$$

• **Análisis modal.**

	Chasis libre	Chasis con restricciones
<b>Modo 1</b>	0 Hz	52.6 Hz
<b>Modo 2</b>	0 Hz	97.43 Hz
<b>Modo 3</b>	0 Hz	99.26 Hz
<b>Modo 4</b>	0 Hz	100.54 Hz
<b>Modo 5</b>	0 Hz	-
<b>Modo 6</b>	0 Hz	-
<b>Modo 7</b>	38.94 Hz	-
<b>Modo 8</b>	42.24 Hz	-
<b>Modo 9</b>	61.81 Hz	-
<b>Modo 10</b>	62.72 Hz	-



## 7.7 Conclusiones sobre los resultados.

A la vista de los resultados, podemos concluir que nuestro **diseño de chasis es adecuado** según los resultados obtenidos en los análisis realizados. Cabe decir que el coeficiente de seguridad del chasis según las pruebas realizadas sería el mínimo de entre las pruebas en las que las tensiones son relevantes (aceleración, frenada y paso por curva) por lo que dicho **coeficiente de seguridad tiene un valor de 1.28** correspondiente a la prueba de paso por curva a derechas.

En una aplicación como un kart de competición conviene tener coeficientes de seguridad relativamente bajos, ya que un coeficiente de seguridad más alto implica sobredimensionar en cierto modo la estructura, incurriendo en mayores costes de material y añadiendo peso al vehículo.

No obstante existen ocasiones en las que se añade peso al vehículo deliberadamente mediante el uso de lastres, esto es debido a dos motivos principalmente:

- Cumplir las especificaciones de peso mínimo en marcha de la categoría.
- Afectar a la posición del centro de gravedad del vehículo para mejorar las propiedades dinámicas en un circuito o bajo unas condiciones determinadas.

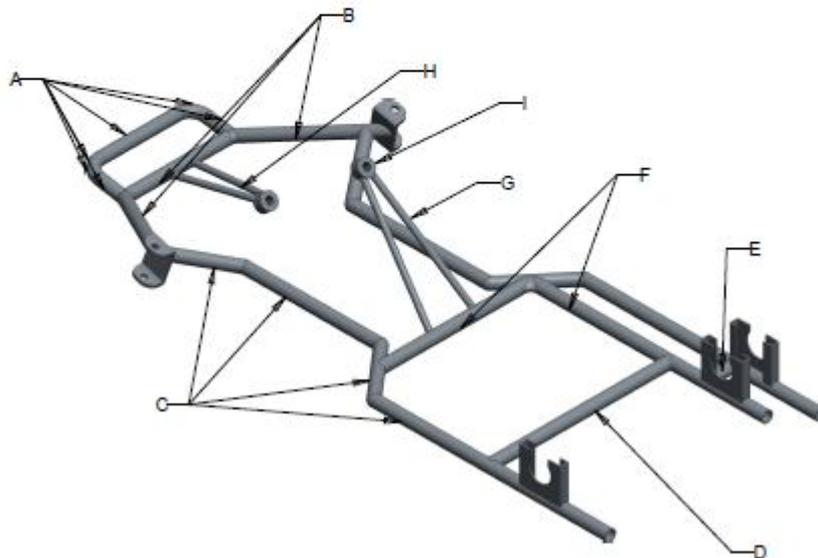
En cualquier caso consideramos adecuado el coeficiente de seguridad obtenido ya que a la hora de evaluar las sollicitaciones del kart hemos tratado de mayorarlas para cubrir la incertidumbre inherente a los datos con los que estamos trabajando y quedarnos siempre del lado de la seguridad.

## Capítulo 8: Aspectos de fabricación.

En este capítulo abordaremos los aspectos más importantes relativos a la fabricación del chasis según métodos tradicionales. Como en la mayoría de procesos de fabricación es vital mantener un equilibrio entre la calidad del proceso y el coste, por eso es necesario conocer las distintas alternativas al alcance para conseguir esta solución de compromiso.

En el Anexo I de planos se indica los lugares de las soldaduras de unión entre tubos de nuestro chasis. Aunque no se especifica explícitamente, es recomendable dar una capa de pintura al chasis terminado para protegerle de la corrosión y de efectos ambientales. A la hora de la fabricación, el primer paso es la adquisición del material, en nuestro caso necesitaríamos las siguientes longitudes de tubo y barras de acero S355 J2H:

ITEM	LONGITUD (mm)	TUBO (mm)	BARRA (mm)	CANTIDAD
A	473.7	Ø 30, e=3	-	1
B	853.5	Ø 30, e=3	-	1
C	1373.2	Ø 30, e=3	-	2
D	492	Ø 30, e=3	-	1
E	78	Ø 30, e=3	-	1
F	1054	Ø 30, e=3	-	1
G	343.1	-	Ø 15	2
H	232.8	-	Ø 15	2
I	25	Ø e=45 i=20	-	2



Fig\_121: Longitudes de las secciones del chasis

- **Tubo Ø30 espesor 3 mm:**  $L_{total} = \Sigma L_i = 5697.6 \text{ mm} \approx 5700 \text{ mm}$
- **Barra Ø15:**  $L_{total} = \Sigma L_i = 1151.8 \text{ mm} \approx 1200 \text{ mm}$
- **Barra Ø45:**  $L_{total} = \Sigma L_i = 50 \text{ mm}$



## 8.1 Conformado del acero.

El método de conformado hasta llegar a la forma inicial para la fabricación del tubo afecta a la microestructura del acero, teniendo consecuencias sobre las propiedades mecánicas del mismo.

Esta primera etapa de conformado se realiza principalmente mediante rodillos de laminación hasta obtener un fleje de acero enrollado o tochos cilíndricos que servirán posteriormente para obtener la geometría tubular deseada.

### 8.1.1 Conformado en caliente.

Se denomina trabajo en caliente cuando se opera a una temperatura  $T > 0.6T_{\text{fusión}}$  ( $T > T_{\text{recristalización}}$ ). El acero conformado en caliente posee un tamaño de grano grande, lo que otorga una alta ductilidad pero menor resistencia mecánica y dureza, por ello, después de ser conformado en caliente ha de ser sometido a otro tratamiento para mejorar sus propiedades mecánicas. Al conformar en caliente se tiene un menor control sobre las tolerancias dimensionales pero por otro lado los esfuerzos necesarios para dar forma al material son menores debido a que con el incremento de temperatura el material disminuye su rigidez.

### 8.1.2 Conformado en frío.

Se denomina trabajo en frío cuando se trabaja a una temperatura  $T < 0.3T_{\text{fusión}}$  ( $T < T_{\text{recristalización}}$ ). Gracias al conformado en frío se consiguen buenas propiedades mecánicas (elevada dureza y resistencia), un buen control dimensional y buen acabado superficial. Como contraposición los esfuerzos a realizar son mayores, por lo que se necesita una maquinaria más potente y costosa, además se pueden crear tensiones residuales no deseadas, es por esto que muchas veces es necesario un recocido intermedio.

## 8.2 Obtención de los tubos.

Para obtener tubos de un diámetro y espesor determinados se puede partir de un fleje de acero o de lingotes cilíndricos, esto depende del método empleado.

### 8.2.1 Tubo estirado sin soldadura.

Se parte de un lingote cilíndrico que se calienta antes de proceder a la extrusión, en la cual se hace pasar por un dado cilíndrico y posteriormente se hace un agujero mediante un penetrador.

### 8.2.2 Tubo con soldadura longitudinal.

Se parte de un fleje que será doblado mediante rodillos para darle forma tubular. La soldadura que une los extremos de la chapa doblada cierra el cilindro, por lo tanto se realiza una soldadura recta a lo largo de la generatriz del cilindro. Variando la separación entre los rodillos se obtienen diferentes curvas y con ello diferentes diámetros.



Fig\_122: Tubo con soldadura longitudinal

### 8.2.3 Tubo con soldadura helicoidal.

La metodología es la misma que en el punto anterior, con la salvedad de que la soldadura no es recta sino que recorre el tubo formando una espiral en su superficie externa.



Fig\_123: Tubo con soldadura helicoidal

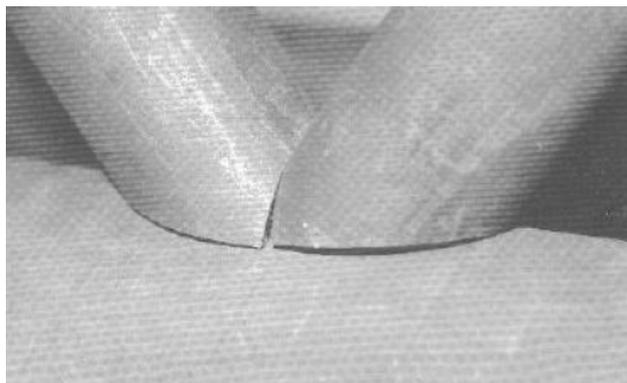


### 8.3 Corte del material.

Los perfiles tubulares se suelen fabricar en una serie de longitudes típicamente de varios metros (4, 6, 12 metros; dependiendo del fabricante) por lo que es necesario cortar dichos tubos para poder adaptarlos a las longitudes requeridas por un diseño concreto. El corte del material se puede realizar con varias herramientas, las más comunes son:

- **Sierra de banda:** Permite realizar cortes exactos con un acabado excelente y es un método poco peligroso para el operario. Además posee lubricación para disminuir la temperatura de corte.
- **Sierra de disco:** Más económica que la anterior pero de menor precisión. Además puede ser peligrosa para el operario en caso de rotura del disco durante el proceso de corte.
- **Soplete:** El acabado del corte es malo, por lo que posteriormente será necesario un desbarbado de la superficie de corte lo cual encarece el proceso.

Al finalizar el proceso de corte es necesario la preparación del borde del perfil para que asiente correctamente en otro (salvo que la unión por soldadura fuera “a tope”). Para ello se realiza un acabado denominado “silla de montar” por su similitud con una silla de montar a caballo. Este tipo de preparación requiere de máquinas y útiles específicos, por lo que en ocasiones para abaratar el coste de fabricación esta preparación de silla de montar se sustituye por cortes planos, los cuales no asientan correctamente pero después de la soldadura quedan perfectamente unidos.



Fig\_124: Preparación de tubos con cortes planos

## 8.4 Curvado de los tubos.

El curvado de los tubos es necesario para adaptar los tubos rectos de la longitud requerida a la geometría del chasis. A la hora de curvar los tubos hay que tener en cuenta los dos principales problemas que pueden surgir: pliegues en la zona interna de la curva y disminución del espesor en la zona externa. Para evitar estos problemas, el radio de curvatura debe ser el adecuado en función del diámetro exterior y espesor del tubo. Las máquinas que normalmente se utilizan para este propósito son:

- **Curvadora hidráulica:** Dispone de una matriz que empuja el tubo contra unos topes haciendo que el tubo flecte. Esta matriz se puede cambiar para variar el radio de curvatura y el ángulo.



Fig\_125: Curvadora hidráulica manual

- **Curvadora de rodillos:** Posee tres rodillos que obligan a que el tubo flecte cuando pasa por ellos. El radio de curvatura depende del radio de los rodillos y el ángulo curvado se ajusta mediante la separación entre los rodillos.



Fig\_126: Curvadora de rodillos

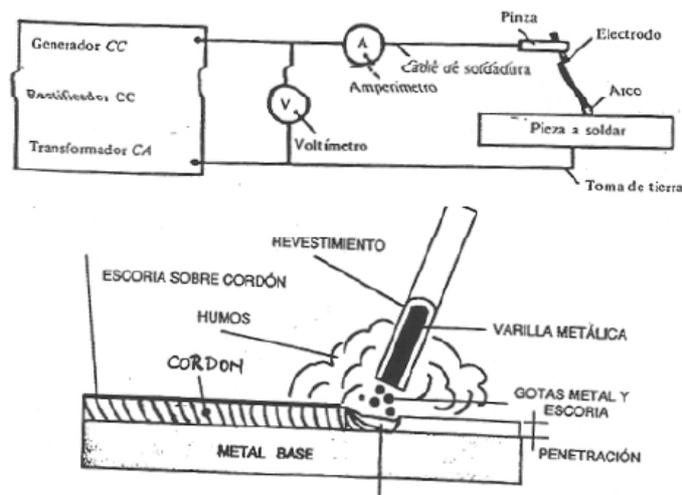
## 8.5 Aspectos sobre la soldadura.

Para la unión de perfiles tubulares se utilizan equipos de soldadura manuales o semiautomáticos normalmente. La técnica más utilizada es la soldadura mediante arco. Comentaremos los tres métodos más utilizados para la unión de perfiles tubulares:

### 8.5.1 Soldadura por arco con electrodos revestidos.

Conocida por sus siglas en inglés SMAW (Shielded Metal Arc Welding) o también por MMA (Manual Metal Arc). Se forma un arco eléctrico entre la pieza que se quiere soldar y un electrodo que normalmente es una varilla metálica recubierta. Las funciones del revestimiento son:

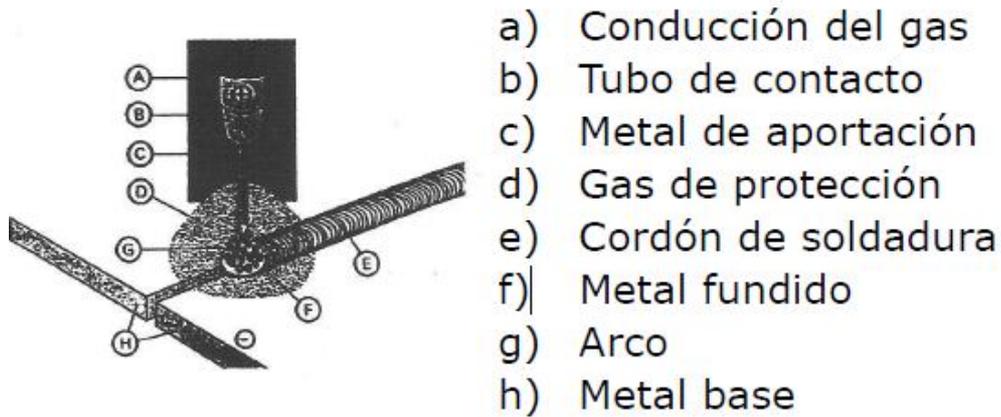
- Función eléctrica: Facilita el cebado y la estabilidad del arco.
- Función física: Aislamiento y favorece el proceso térmico.
- Función metalúrgica: Disminuye la velocidad de enfriamiento y elimina impurezas.



Fig\_127: Soldadura por arco manual con electrodo revestido

### 8.5.2 Soldadura por arco bajo gas protector con electrodo consumible.

Su acrónimo en inglés es GMAW (Gas Metal Arc Welding). El arco eléctrico se establece entre un electrodo de hilo continuo y la pieza que se quiere soldar. La protección de la atmósfera circundante se realiza a través de un gas inerte (procedimiento MIG) o un gas activo (procedimiento MAG). El gas inerte más empleado en Europa es el Argón mientras que en Estados Unidos es el Helio. Al realizar una soldadura MAG, el gas activo utilizado desprenderá  $O_2$  que podría oxidar la soldadura, en este caso es importante utilizar en el material de aportación elementos desoxidantes.



Fig\_128: Soldadura por arco bajo gas protector con electrodo consumible

Exponemos a continuación una tabla comparativa entre los métodos de soldadura MIG y MAG para apreciar sus diferencias:

Criterio	MIG	MAG
<b>Gas de protección</b>	Normalmente Argón o Helio	CO <sub>2</sub> o mezclas
<b>Generador</b>	De potencial constante o característica descendente	De potencial constante
<b>Tipo de transporte</b>	Solo arco spray	Arco spray o arco corto
<b>Metales a soldar</b>	Acero inox, cobre y aluminio	Solo aceros ordinarios
<b>Espesores a soldar</b>	Medios y gruesos	Todos
<b>Posiciones de soldeo</b>	Solo fáciles	Todas
<b>Regulación</b>	Poco sensible	Exige precisión
<b>Visibilidad</b>	Buena	Regular
<b>Proyecciones</b>	Raras	Abundantes
<b>Limpieza de bordes</b>	Exige mucha limpieza	Admite piezas oxidadas
<b>Humos</b>	Poco molestos	Pueden ser nocivos

### **8.5.3 Soldadura con núcleo de fundente.**

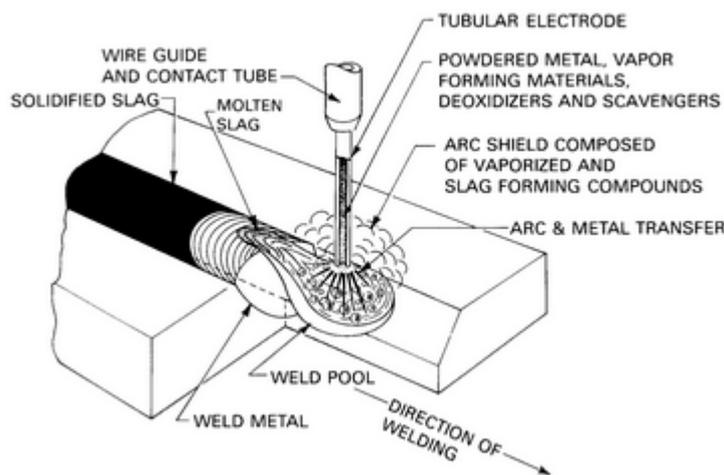
Conocida también por sus siglas en inglés como FCAW (Flux Cored Arc Welding), es un proceso de soldadura por arco que aprovecha un arco entre un electrodo continuo de metal de aportación y el charco de soldadura. Se emplea la protección de un fundente contenido dentro del electrodo tubular, con o sin escudo adicional de gas de procedencia externa y sin aplicación de presión.

El electrodo con núcleo de fundente es un electrodo tubular de metal de aporte compuesto que consiste en una funda metálica y un núcleo con diversos materiales pulverizados. Durante la soldadura se produce un manto de escoria abundante sobre la superficie de la franja de soldadura.



El aspecto que distingue el proceso FCAW de otros procesos de soldadura por arco es la inclusión de ingredientes fundentes dentro de un electrodo de alimentación continua. Existen dos variantes que difieren en su método de protección del arco y del charco de soldadura contra la contaminación por gases atmosféricos (oxígeno y nitrógeno):

- FCAW con autoprotección: Protege el metal fundido mediante la descomposición y vaporización del núcleo de fundente en el calor del arco.
- FCAW con escudo de gas: Utiliza un flujo de gas protector además de la acción del núcleo fundente.



Fig\_129: Soldadura por arco con núcleo de fundente

#### **8.5.4 Punteado de la soldadura.**

El punteado de la soldadura es una técnica que se utiliza para mantener los perfiles unidos mediante puntos de soldadura, y así realizar la soldadura final con mayor comodidad para el operario. Esta labor debe ser realizada por un soldador experimentado ya que el punteado formará parte de la soldadura final, y si no se realiza adecuadamente es posible que debilite la unión.

El punteado también permite evitar un calentamiento excesivo de la pieza cuando el cordón de soldadura sea muy largo, evitando en consecuencia la deformación debida a la dilatación térmica.



#### **8.5.4 Tratamientos térmicos previos y posteriores a la soldadura.**

En los aceros sin alear no es necesario normalmente un precalentamiento de la zona a soldar, salvo que la temperatura ambiente sea inferior a 5°C y el espesor mayor de 30 mm.

Posteriormente a la realización de la soldadura es recomendable realizar un tratamiento térmico para aliviar las tensiones residuales provocadas en el proceso. Este tratamiento se suele realizar a una temperatura entre 530°C y 580°C. Estas tensiones residuales no deben ser menospreciadas, ya que pueden comprometer la unión de los perfiles haciendo que cuando la estructura esté sometida a una carga moderada la unión se rompa. En la unión soldada de perfiles tubulares las tensiones residuales pueden estar causadas por distintos factores como:

- Espesor de la soldadura.
- Número de pasadas de la soldadura.
- Ángulo de inclinación existente entre los ejes a unir.
- Secuencia de la soldadura.
- Método de soldadura.



## Capítulo 9: Presupuesto.

### 9.1 Consideraciones sobre el presupuesto.

- **Respecto a la estimación del coste horario de ingeniería.**

Considerando un sueldo mensual de 1000€/mes, 20 días de trabajo mensuales y 8 horas de trabajo diarias para un becario (puesto que la autoría del presente proyecto no corresponde todavía a un ingeniero licenciado):

$$\text{coste horario} = 1000 \frac{\text{€}}{\text{mes}} \cdot \frac{1 \text{ mes}}{20 \text{ días}} \cdot \frac{1 \text{ día}}{8 \text{ horas}} = 6.25 \text{ €/h}$$

- **Respecto a los costes de material.**

Solo se han tenido en cuenta el coste de los tubos de Ø30 y espesor 3 mm, puesto que el resto barras no pertenecen directamente al chasis, las hemos modelado para utilizarlas en los análisis, además a la hora de una hipotética fabricación podría ser sustituidas por elementos ya comercializados. Pasa lo mismo con los soportes de las manguetas y del eje trasero, que por ser piezas de diferente fabricación no hemos considerado en este presupuesto.

Según el catálogo del ANEXO III del fabricante Tuflesa, el tubo solicitado (Ø30 y espesor 3 mm) tiene un coste por metro lineal de 2.41 €/m. Como se puede ver en los planos, se necesitan 5.7 m de dicho tubo, el fabricante suministra longitudes estándar de 6 m, por lo que sería necesario un tubo de 6 m (para un chasis solo).

$$\text{coste material} = 2.41 \frac{\text{€}}{\text{m}} \cdot 6 \text{ m} = 14.46 \text{ €}$$

- **Respecto a los costes de calderería.**

Son solo una estimación del taller con el que contacté porque al saber que se trataba de un proyecto académico y no de una opción real de trabajo prefirieron dar unos “números gordos” sobre el precio unitario de cada operación.



## 9.2 Presupuesto desglosado.

Diseño, análisis y fabricación de un chasis de kart				
Nº Orden	Descripción	Uds	Precio/ud	Importe (€)
<b>1</b>	<b>INGENIERÍA</b>			
1.1	Estudio, diseño, análisis...	80 h	6.25 €/h	500
	Total de la partida 1			<b>500 €</b>
<b>2</b>	<b>MATERIALES</b>			
2.1	Tubos acero S355 J2H Ø30, espesor 3 mm	6 m	2.41 €/m	14.46
2.2	Imprimación y pintura	1	70	70
	Total de la partida 2			<b>84.46 €</b>
<b>3</b>	<b>CALDERERÍA</b>			
3.1	Corte de tubos	6	12	72
3.2	Curvado de tubos	11	10	110
3.3	Soldaduras	23	14	322
3.4	Preparación y pintura	1	15	15
	Total de la partida 3			<b>519 €</b>
	<b>SUMA TOTAL DE LAS PARTIDAS</b>			<b>1103.46 €</b>
	<b>PRESUPUESTO TOTAL (18% IVA)</b>			<b>1303 €</b>



# Capítulo 10: Conclusiones y trabajos futuros.

---

## 10.1 Conclusiones.

De la realización del presente proyecto se pueden extraer las siguientes conclusiones relativas a las herramientas empleadas, documentación existente y soluciones adoptadas.

- El programa PTC Creo y su módulo de análisis Simulate han probado ser herramientas de gran ayuda en el modelado y análisis de nuestro chasis. Disponen de una gran cantidad de herramientas y aplicaciones que permiten al usuario analizar una variedad de escenarios muy amplia e introducir cambios en el modelo de forma sencilla cuando se tienen los conocimientos adecuados. Respecto a otros programas usados en la carrera como Ansys y Abaqus, PTC tiene una mejor interfaz y permite trabajar más rápido.
- Se debe mencionar que la ayuda de la normativa de homologación y reglamentos es de muy escasa utilidad a la hora de diseñar un chasis. Como pude comprobar al ponerme en contacto con Fernando Álvarez Aragonés (Dpto. Técnico de la RFEDA) en ningún documento se especifican pruebas a realizar a un chasis para su homologación, lo único que se menciona es que se debe presentar un estudio realizado por un técnico cualificado. Esto ha llevado a tener que plantearse varias veces como enfocar los análisis y su definición a lo largo del proyecto.
- Encontrar datos fiables en cuanto a las prestaciones de un kart no ha sido fácil, ya que aunque en nuestro país el karting sea una opción de ocio bastante conocida, el aspecto técnico de esta disciplina no está muy cubierto. Una vez más debemos agradecer a Fernando Álvarez Aragonés el facilitarnos las gráficas de aceleración de su kart sobre las cuales se han basado los análisis.
- Por último mencionar que el diseño adoptado para el chasis es un diseño convencional, basado en cotas y dimensiones de los tubos usadas en la actualidad por los fabricantes.



## 10.2 Trabajos futuros.

Se hará una recomendación de posibles trabajos o futuros proyectos que pudieran surgir a partir de este:

- Estudiar la variabilidad de los resultados de los análisis cambiando la aplicación de las condiciones de contorno y el mallado (utilizando los controles de mallado y posibles simplificaciones de elementos viga que posee el programa).
- Modelado de los componentes de un kart para montarlos sobre el chasis diseñado en este proyecto. Sería necesario modificar ligeramente el chasis para añadir los soportes en los que irían atornillados los componentes. El presente proyecto pretende evaluar las características estructurales del chasis, no ser un modelo real al 100% con todos los detalles incluidos.
- Diseño y evaluación de los parachoques necesarios para un kart. En la normativa de homologaciones sí que hay información sobre las pruebas realizadas en laboratorio a los parachoques montados sobre el kart, por lo que este chasis podría servir de ayuda.
- Estudio a fatiga del chasis diseñado y su comportamiento frente a vibraciones aleatorias. El módulo Simulate dispone de estas opciones de análisis, por lo que se podrían utilizar para un nuevo trabajo y así completar los análisis realizados en este proyecto.
- Diseño no convencional de chasis de kart y comparación con un diseño convencional en lo relativo a los resultados de análisis estructurales.
- Estudio de la influencia de las cargas térmicas sobre el estado tensional del chasis. En las pruebas de este proyecto no hemos tenido en cuenta la temperatura como variable en los análisis. Sin embargo sería interesante conocer cómo podría afectar al chasis ya que sobre el asfalto del circuito se puede llegar a temperaturas superiores a los 40°C en condiciones extremas.
- Fabricación de un prototipo del chasis aquí proyectado.



# Capítulo 11: Referencias.

---

## 11.1 Bibliografía.

- [I] Ingeniería del automóvil, sistemas y comportamiento dinámico.  
*Pablo Luque, Daniel Álvarez y Carlos Vera (Thomson).*
- [II] Análisis de un kart de competición y sus componentes.  
*Francisco Salazar González (Proyecto).*
- [III] Diseño y análisis de un chasis tipo carcass mediante el método de los elementos finitos.  
*Alberto Jiménez Ramírez (PFC Universidad Carlos III).*
- [IV] Estudio y cálculo de chasis tubular.  
*Luis Unzueta Irutia (Proyecto).*
- [V] Los secretos del karting, manual técnico para la puesta a punto del chasis.  
*Alejandro Copa Maseda.*
- [VII] Tutoriales de Pro Engineering proporcionados por el Dpto. Ingeniería Mecánica de la Universidad Carlos III.



## 11.2 Sitios web.

- [1] [www.kartdoctor.es/](http://www.kartdoctor.es/)
- [2] [www.rfeda.es/](http://www.rfeda.es/)
- [3] [www.kart22.com/shop/](http://www.kart22.com/shop/)
- [4] Reglamento Técnico General 2013
- [5] Reglamento Técnico Específico
- [6] Dibujos Técnicos
- [7] Reglamento Homologación CIK-FIA
- [8] Reglamento Técnico CIK-FIA
- [9] [www.Birel.it](http://www.Birel.it)
- [10] [www.aficionadosalamecanica.net](http://www.aficionadosalamecanica.net)
- [11] [www.arkarting.es](http://www.arkarting.es)