



industriales
etsii

Escuela Técnica
Superior
de Ingeniería
Industrial

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Industrial

Desarrollo del sistema de dirección, mecanismo de la suspensión y plan de negocio y marketing para el prototipo FS- UPCT-2016E

TRABAJO FIN DE GRADO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

Autor: Manuel Coronado Arnaldos
Director: Patricio Franco Chumillas
Codirector: Eva Martínez Caro

Cartagena, 3 de octubre de 2016



Universidad
Politécnica
de Cartagena

Índice de Contenidos

1. Introducción.....	5
2. Competición Formula SAE/Formula Student.....	6
2.1. Historia de la competición.....	6
2.2. La competición.....	7
3. Formula Student UPCT.....	10
3.1. Histórico del UPCT Racing Team.....	10
3.2. UPCT Racing Team Actual.....	14
3.3. Chasis.....	15
3.4. Baterías.....	16
3.5. Carrocería.....	18
4. Normativa de la Formula SAE/Formula Student.....	19
4.1. El documento.....	20
4.2. Normativa contemplada en mecanismo y suspensión.....	20
4.3. Normativa contemplada para plan de empresa.....	24
5. Fundamentos sistema de dirección.....	26
5.1. Geometría del sistema de dirección.....	26
5.1.1. Geometría de la vista frontal (Kingpin).....	27
5.1.2. Geometría de la vista lateral (Avance y Huella).....	28
5.1.3. Situación de la rótula de dirección en mangueta...29	
5.2. Geometría de Ackermann en dirección.....	30
5.3. Mecanismo de dirección.....	33
5.3.1. Ratio de giro.....	33
5.3.2. Eficiencia inversa.....	35
5.3.3. Fuerza de giro.....	35
5.4. Ride&Roll de la dirección.....	35
5.5. Alineación.....	39
5.5.1. Convergencia.....	39
5.5.2. Caída.....	39
6. Fundamentos mecanismo de la suspensión.....	40
6.1. Fundamentos del muelle.....	40
6.1.1. Esfuerzo máximo.....	41
6.1.2. Ratio de amortiguación e instalación.....	42
6.1.3. Módulo cortante y esfuerzo límite.....	42
6.2. Fundamentos del amortiguador.....	43
6.3. Disposiciones de la amortiguación.....	47
6.3.1. Amortiguación en serie.....	48
6.3.2. Amortiguación en paralelo.....	49

6.4.	Fundamentos de la barra de torsión.....	50
6.4.1.	Ratio de amortiguación – barra de torsión.....	51
6.5.	Ratio de instalación.....	51
7.	Desarrollo del sistema de la dirección para el prototipo FS-UPCT-2016E.....	54
7.1.	Sistema de dirección: consideraciones iniciales.....	54
7.2.	Diseño del punto de los tirantes.....	56
7.3.	Estimación de cargas.....	60
7.4.	Cálculo de esfuerzos.....	62
7.5.	Diseño de la columna.....	63
7.6.	Cremallera.....	70
7.7.	Tirantes de la dirección.....	72
7.8.	Estudio de biomecánica y ergonomía.....	74
8.	Desarrollo del mecanismo de la suspensión.....	79
8.1.	Disposición óptima.....	79
8.2.	Ratio de instalación.....	84
8.2.1.	Ratio del eje delantero.....	84
8.2.1.1.	Primer sub-ratio de instalación delantero.....	85
8.2.1.2.	Segundo sub-ratio de instalación delantero.....	86
8.2.1.3.	Ratio de instalación del balancín delantero.....	86
8.2.2.	Ratio del eje trasero.....	87
8.2.2.1.	Primer Sub-ratio de instalación trasero.....	88
8.2.2.2.	Segundo Sub-ratio de instalación.....	89
8.2.2.3.	Ratio de instalación del balancín.....	89
9.	Fundamentos sobre planes de viabilidad y marketing.....	90
9.1.	Descripción general.....	90
9.2.	Descripción del proyecto empresarial.....	91
9.2.1.	La idea empresarial.....	91
9.2.2.	Descripción de los emprendedores.....	92
9.2.3.	Objetivo del proyecto empresarial.....	92
9.3.	Descripción del producto.....	93
9.3.1.	Definición de las características de producto.....	93
9.3.2.	Normas que regulan el producto.....	95
9.4.	Estudio de mercado.....	96
9.4.1.	Situación del mercado.....	96
9.4.2.	La competencia.....	97
9.4.3.	Participación prevista en el mercado.....	97
9.4.4.	Barreras de entrada.....	97
9.4.5.	Análisis D.A.F.O.....	98
9.5.	Organización y Recursos Humanos.....	99
9.5.1.	Organigrama de la empresa.....	99

9.5.2.	Recursos humanos internos.....	100
9.5.3.	Recursos humanos externos.....	101
9.6.	Plan de Marketing.....	101
9.6.1.	Política del producto.....	101
9.6.2.	Política de precios.....	102
9.6.3.	Política de distribución.....	103
9.6.4.	Política de comunicación.....	103
9.7.	Producción y medios técnicos.....	104
9.7.1.	Localización geográfica y sus instalaciones.....	104
9.7.2.	Descripción del proceso productivo y medios técnicos.....	105
9.7.3.	Procedimiento logístico.....	105
9.8.	Estudio Económico-Financiero.....	106
9.8.1.	Inversiones iniciales.....	106
9.8.2.	Costes de producción.....	108
9.8.3.	Volumen de producción.....	109
10.	Desarrollo del plan de viabilidad y marketing para la competición FSS2016.....	110
10.1.	Plan de marketing.....	111
10.2.	Plan de viabilidad.....	118
10.3.	Documentos de viabilidad y marketing.....	123
11.	Conclusiones y futuras mejoras.....	127
11.1.	Conclusiones.....	127
11.2.	Futuras mejoras.....	128
11.2.1.	Amortiguación.....	128
11.2.2.	Baterías.....	128
11.2.3.	Dirección.....	129
11.2.4.	Motor por rueda.....	131
11.2.5.	Sensorización.....	131
12.	Bibliografía.....	132

1. Introducción

El presente documento abarca el diseño y desarrollo del sistema de dirección y del mecanismo de la suspensión del prototipo de monoplaça FS-UPCT-2016E, desarrollado por el equipo de la Universidad Politécnica de Cartagena, el UPCT Racing Team, que participa en la competición interuniversitaria a nivel mundial de la Formula SAE/Student, además de la realización del plan de empresa en vista de la viabilidad y marketing del mismo a la hora de comercialización.

Los sistemas introducidos han sido desarrollados por el autor del documento, durante el curso 2015-2016.

A lo largo del mismo iremos viendo los siguientes apartados:

Comenzaremos con la explicación de la competición y la historia que ha tenido esta a lo largo de su existencia. Seguiremos con el equipo que participa en esta competición representando a la Universidad Politécnica de Cartagena, el UPCT Racing Team, el trayecto de este equipo y las características básicas del prototipo desarrollado.

En el siguiente capítulo veremos la normativa implantada por la Formula SAE/ Formula Student para la fabricación de prototipos que participen en esta competición, en los apartados que tienen que ver con las partes del monoplaça desarrolladas en este documento.

Una vez vista la competición, equipo y normativa, pasaremos a ver los fundamentos teóricos de los sistemas técnicos desarrollados por el autor, como son, el sistema de dirección y el mecanismo de la suspensión.

Ya con los fundamentos teóricos vistos, pasaremos al desarrollo de ambos sistemas, con los cálculos oportunos y las consideraciones apropiadas, para un correcto funcionamiento y la mayor optimización posible.

Una de las pruebas estáticas de las que consta la competición, se basa en el desarrollo de un plan de empresa, llevando a cabo el equipo como si fuera una empresa real, con todo lo que ello conlleva, finalizando esta prueba con una exposición del proyecto ante jueces expertos en esa rama, poniéndose en el caso de inversores.

El plan de empresa desarrollo, supone uno de los capítulos a tratar, y posteriormente veremos la presentación que se expuso en la edición de 2016 de la competición de la FSAE, contemplada desde el punto de vista del marketing y la viabilidad.

Por último dedicaremos un capítulo a las conclusiones del todo lo expuesto previamente y futuras mejoras en el prototipo en general y todos los sistemas que lo componen.

2. Competición Formula SAE/Formula Student

La Formula Student, también conocida como Formula SAE, es una competición entre estudiantes de universidades de todo el mundo que promueve la excelencia en ingeniería a través de una competición donde los miembros del equipo diseñan, construyen, desarrollan y compiten con un pequeño monoplaza.

2.1. Historia de la competición

La primera competición empezó a gestarse en 1979 cuando Mark Marshek, docente de la Universidad de Houston, contactara con el Departamento de Relaciones Educativas de la SAE un año antes.

El concepto original era una evolución de la BAJA SAE, en la que el tipo de vehículo a construir por los estudiantes es similar a un car-cross. Sin embargo, esta competición limitaba mucho la libertad (motor proporcionado por la organización sin posibilidad de modificarlo) y la nueva competición debía darles mayor margen para diseñar el monoplaza.

Así se llega a 1981, año en que se organiza en la Universidad de Texas en Austin la primera edición de la Formula SAE. Participan 6 equipos y un total de 40 alumnos.

Esta competición ha ido creciendo y desde 1998 también se celebra en Warwickshire una edición británica conocida como Formula Student. Aquel año participaron 4 equipos y 40 alumnos.

Actualmente se celebran competiciones en numerosos países. Todas ellas utilizan la misma normativa base original de la Formula SAE y llegan a albergar hasta 120 equipos y más de 2000 estudiantes.



Fig. Numerosos equipos participantes de la Formula Student

2.2. La competición

El objetivo de la competición es el de inspirar a los estudiantes de ingeniería a construir un coche desde cero, aprendiendo sobre todos los campos de la ingeniería y a todos los niveles y procesos productivos.

Para lo construcción de este coche los equipos cuentan con una normativa que se actualiza año tras año y que acota unos patrones de diseño de los monoplazas.

La competición cuenta con dos tipos de pruebas: las pruebas estáticas y pruebas dinámicas.

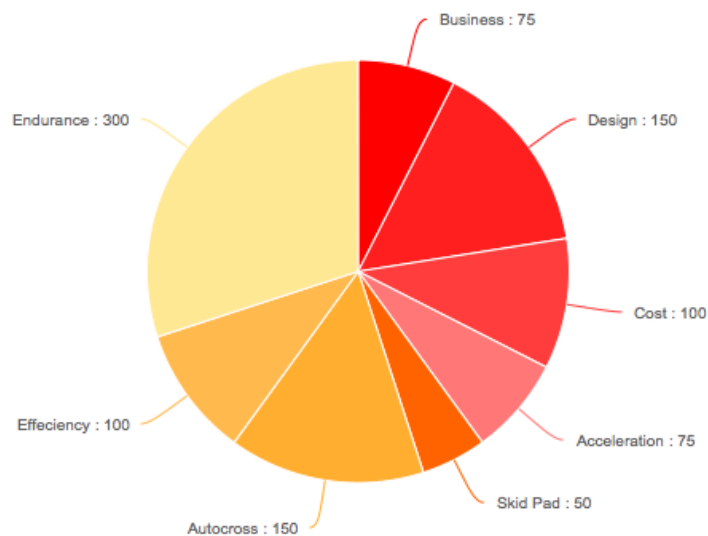


Fig. Puntuación de cada una de las pruebas

Las pruebas estáticas son cuatro: la inspección técnica, la prueba de costes, la justificación del diseño y el plan de empresa en el caso de materializar el equipo en una de estas.

Todas las pruebas estáticas están íntimamente relacionadas entre sí, teniendo una base común y formando todas ellas parte de un todo que es el equipo, valorándose la coherencia entre la información proporcionada en cada una de ellas a nivel individual, como la relación a nivel colectivo.

En las pruebas dinámicas encontramos: Aceleración, Skip-Pad, Autocross y Resistencia.

La prueba de aceleración consiste en una recta en la que los equipos intentan obtener el menor tiempo posible con una serie de intentos. El skip-pad es un circuito con forma de 8 en el que el vehículo debe dar dos vueltas seguidas a cada lado y terminar saliendo del mismo, se valora al igual que la anterior, la rapidez en la finalización.

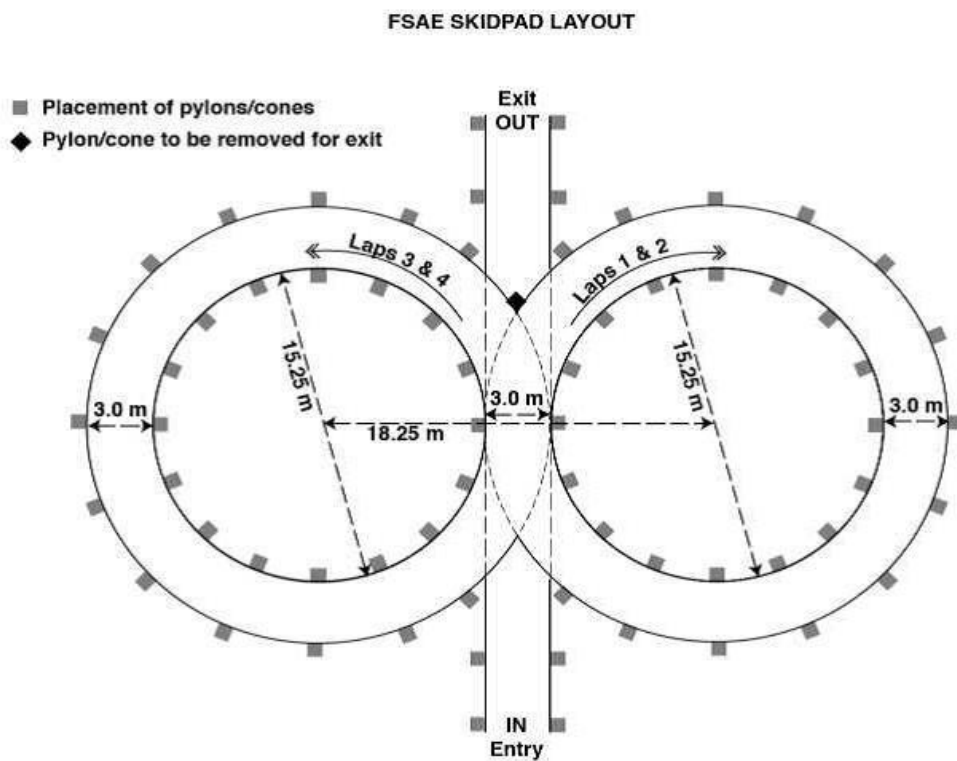


Fig. Prueba del Skip-pad

El autocross es una prueba en la que se fija un circuito con conos y los coches deben pasara través del mismo sin tocar ninguno de ellos, solo se da una vuelta a este circuito, en esta prueba se valora la manejabilidad del coche y como en las anteriores pruebas dinámicas también se mira el tiempo dedicado a terminar la prueba.



Fig. Ejemplo de circuito para Autocross o endurance

La última prueba dinámica es la de resistencia, esta prueba es parecida al autocross y en bastantes ocasiones suelen tener el mismo trazado, a menos que los jueces vean necesario cambiarlo, está definido por conos, en el que tienes que completar una distancia total de 20 Km, a la misma vez que lo hacen otros vehículos. El objetivo de esta prueba es comprobar la fiabilidad del vehículo, pues no muchos de ellos consiguen acabarla. Aquí no solo se valora el tiempo de finalización también se puntúa al coche más eficiente.



Fig. Prueba de resistencia de la edición FSS 2016

3. Formula Student UPCT

La Universidad Politécnica de Cartagena, dispone en la actualidad de un equipo que compite en una de las más exigentes competiciones interuniversitarias, la Formula SAE/Formula Student, el UPCT Racing Team.

3.1. Histórico del UPCT Racing Team

La universidad de Cartagena se decidió a crear un equipo para la competición ya mencionada en el año 2008, de la mano del Dr. D/Patricio Franco Chumillas, el primer prototipo se compitió en la edición de Inglaterra, en el circuito de Silverstone, la cuna de la automoción.



Fig. Primera plantilla del UPCT Racing Team

Este primer proyecto estaba propulsado mediante motor de combustión interna alternativo, y contaba con un buen diseño, resaltando el gran acabado de su carrocería y la buena optimización del chasis, este prototipo, consiguió pasar la dura prueba del scruteneering, y la mayor parte de sus sub-apartados, quedándose a un pequeño pasito de competir en las pruebas dinámicas.

El siguiente monoplaza, tenía el mismo método de propulsión que el anterior pero esta vez contaba con un diseño innovador en el sentido de una baja altura del chasis y con una amortiguación delantera mono-amortiguador, este monoplaza compitió en la edición española de la competición en el Circuito de Montmeló, además de como el anterior proyecto, competir también en Silverstone.



Fig. Segundo Prototipo del UPCT Racing Team en Silverstone

Ya en el año 2013 el equipo se encontraba ante el reto de construir el tercer monoplaza del equipo, este punto supone un punto de inflexión en la historia del equipo, puesto que se decide cambiar el método de propulsión a la otra rama que ofrece al competición, se hace un coche eléctrico.

Este factor sumado al hecho de que este año se produce un fuerte relevo generacional, provoca que los nuevos integrantes del equipo se esfuercen al máximo para conseguir competir en esta desconocida modalidad.



Fig. Plantilla del UPCT Racing Team que se embarcó en el proyecto eléctrico

El reto era grande y se acudió al circuito de Montmeló con la esperanza de superar las duras pruebas de seguridad eléctrica, finalmente el equipo se quedó fuera de las pruebas dinámicas debido a los diferentes errores de esta parte. Año tras año el equipo siempre ha obtenido buenos resultados en las pruebas estáticas de la competición obteniendo varias veces el segundo puesto nacional, en las pruebas del Presentation event o del Cost event.



Fig. Primera participación del UPCT Racing Team con monoplaza eléctrico

3.2. UPCT Racing Team actual

Con la experiencia vivida con el primer prototipo eléctrico y conociendo que mejorar, la nueva generación del equipo se dispone a hacer un prototipo eléctrico capaz de competir, y mejorar los fallos cometidos en años anteriores.



Fig. Segundo prototipo eléctrico del UPCT Racing Team

Esto llevo a conseguir mover el motor durante el verano y probar el coche consiguiendo dejarlo listo para competición, además en esta edición se ha equipado al coche con un paquete aerodinámico completo, esto da muchas esperanzas de conseguir hacer una buena actuación en el circuito de Montmeló.



Fig. Casco empleado durante la competición FSS 2016

Desafortunadamente no fue posible debido a fallos puntuales. Aun así el equipo ha conseguido mover un coche eléctrico y habilitarlo para la competición, lo que supone un logro y alenta a las nuevas generaciones de ser capaces de llegar al más alto nivel nacional en la competición de la formula student.

3.3. Chasis

El chasis de la temporada 2015-2016 ha supuesto un gran reto para el equipo, pues en el prototipo anterior, el peso del chasis exclusivamente superaba los 110 Kg, pero con un gran diseño muy optimizado con Iván Barrado a la cabeza, se ha conseguido dejar en un peso de 32 Kg algo que supone un gran avance para el equipo en cuanto a ingeniería y al comportamiento del coche en cuanto al peso que se ha aligerado.

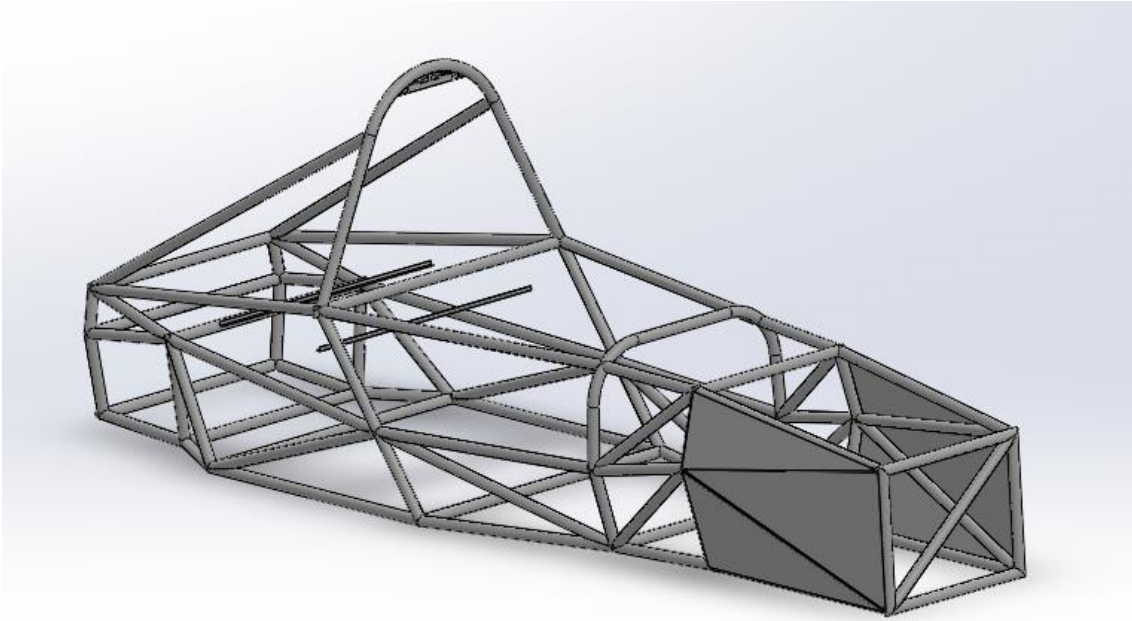


Fig. Chasis del FS-UPCT-2016E

No solo se ha aligerado, además se han tenido todos los aspectos del diseño en cuenta, sabiendo que la forma geométrica más resistente es el círculo, se ha asemejado la construcción a esta forma, además se ha buscado el material más óptimo, que es un acero al cromo vanadio del que el suministrado se encontraba en los Estados Unidos de América, por lo que se ha optado por unos tubos de acero S355, proporcionados por la misma empresa que proporciona los tubos necesarios para mecanismos y dirección.

3.4. Baterías

Este año se ha conseguido reducir el número de módulos de baterías utilizados en el monoplace de 7 a tan solo 4, esto ha sido gracias a la optimización que se ha llevado a cabo con Miguel Ángel Martínez a la cabeza, y que se ha pasado de una conexión de las baterías en paralelo por una conexión en serie. Obteniendo una tensión por módulo de unos 92 V, se llega a tener casi 400 V en la caja que contiene los módulos.



Fig. Caja contenedora de todos los módulos de baterías

Además este año se ha implantado una centralita para el control de procesos de la mano de Jesús Abellán, con vistas de futuro en una amplia mejora en el camino de la sensorización del vehículo.



Fig. Controladora y centralita del FS-UPCT-2016E

También cabe destacar el nuevo diseño de acople y desacople de las baterías, en detrimento del antiguo método que consistía en levantarlas en peso y meterlas por arriba, ahora se eleva el coche y las baterías se meten por abajo, por el fondo, con ayuda de un elevador, lo que supone un gran avance en cuanto a trabajo manual y una solución mucho más tecnológica.

3.5. Carrocería

La carrocería de este monoplace ha mejorado significativamente, gracias a la ayuda del grupo Valero para la fabricación de los moldes, que ha simplificado el trabajo y ha hecho posible un mejor acabado, sin olvidarnos del trabajo del equipo con Miguel Martínez como miembro más destacado en la fabricación, y Jose María Giménez en pintura, dejando un acabado bastante bueno.



Fig. FS-UPCT-2016E en Montmeló, con el paquete aerodinámico incorporado

Este año, y tras viendo los buenos resultados obtenidos en las simulaciones, el equipo ha decidido embarcarse en su primer paquete aerodinámico que incluye: alerón delantero, alerón trasero y fondo plano con difusores. Este paquete aerodinámico dota de un mejor comportamiento a la vez que impregna el bólido de personalidad, a la altura de la Universidad Politécnica de Cartagena.



Fig. FS-UPCT-2016E con el paquete aerodinámico incorporado.

4. Normativa de la Formula SAE/ Formula Student

A la hora de desarrollar el prototipo debemos seguir una normativa fijada por la propia competición con el objetivo de mantener la seguridad tanto del trazado como del monoplaza y del piloto y todas las personas que rodean la competición. Además esta normativa sirve para acotar las características del prototipo haciendo que todos los competidores estén situados en un mismo margen, en el que las pruebas sean más igualadas y se salve ligeramente la diferencia de presupuesto, aunque aun así es lo suficientemente interpretable como para poder hacer grandes diferencias en determinados sistemas que puedan suponer un avance en el comportamiento del coche para las diferentes pruebas.

4.1. El documento

Este documento está proporcionado por la competición, está dividido en varias secciones:

Parte A (Administrativa), contiene información sobre el carácter de la competición a grandes rasgos y de documentación y requerimientos.

Parte T (Técnica), en esta parte se recogen los datos de carácter técnico que tiene que cumplir el coche.

Parte AF (Estructura alternativa), esta parte contiene información adicional sobre la estructura del vehículo, en referencia a su construcción y seguridad.

Parte IC (Combustión interna), esta es la normativa referente a los coches de combustión, en nuestro caso, no es de utilidad.

Parte EV (vehículos eléctricos), esta sí que nos será de utilidad, ya que se refiere a los vehículos eléctricos y el nuestro tiene este tipo de propulsión.

Parte S (estática), aquí se ven las pruebas dinámicas que se van a realizar en la competición, con su puntuación y reglamento a seguir.

Parte D (dinámica), al igual que en la anterior, en esta vemos las pruebas de carácter dinámico, con todo lo que conlleva cada una.

El documento se va actualizando cada año y sirve de referencia a todos los equipos que se quieran inscribir para acotar las características que tiene que tener su prototipo.

4.2. Normativa contemplada en mecanismo y suspensión

Es obvio que no hay una sola parte de la normativa que no se pueda tener en cuenta a la hora del diseño del vehículo, ya que cualquier decisión que tomemos, tiene que tener en cuenta la normativa general y ver que no incumple ninguno de los puntos de cualquier otra parte que tenga que ver con el elemento del que tomamos la decisión.

Una vez dicho esto, tenemos ciertos epígrafes que hemos seguido para el diseño de los sistemas previamente presentados y que debemos seguir en todo momento. Los puntos contemplados son los siguientes:

T6.1.1 El coche debe estar equipado con un sistema de suspensión completamente operacional con amortiguadores, tanto delante como detrás con un recorrido total de 50,8mm (2 pulg.), 25,4mm de bote y 25,4mm de rebote, con el conductor en el interior del vehículo. Los jueces se reservan el derecho de descalificar a los coches que no cuenten con un sistema no operacional o que demuestren un manejo inadecuado para el autocross.

Este epígrafe nos afecta a la hora de diseño del mecanismo de suspensión, pues tenemos que asegurar que nuestro vehículo amortigua el recorrido recogido en normativa, con el piloto sentado y de manera segura, lo que supone un parámetro de diseño.

T6.5.1. El volante debe estar conectado mecánicamente a las ruedas frontales, p.e. Dirección por cable o una dirección accionada eléctricamente en las ruedas delanteras, está prohibido.

Nuestro mecanismo de dirección cuenta con una dirección con un mecanismo que cuenta únicamente con elementos mecánicos, en el caso de que usáramos una dirección en el eje trasero, podríamos montar un tipo de dirección eléctrico, aunque este no es el caso de estudio cabe mencionarlo.

T6.5.2. El sistema de dirección debe tener topes positivos, para prevenir a las uniones de bloqueo. Los topes deben estar situados en las manguetas o en la cremallera y debe prevenir a los neumáticos del contacto con suspensión, carrocería o chasis durante cualquier situación de conducción.

La cremallera ya cuenta en su propio sistema con topes positivos que pueden cubrir esta necesidad, no obstante, diseñaremos una pieza que esta sea su única finalidad.



Fig. Tope mecánico en la cremallera

T6.5.3. La holgura admisible por el sistema de dirección está limitado a un total de 7º, medidos en el volante.

Este punto de normativa es el más difícil de solucionar de manera general en los sistemas de dirección puesto que hay gran cantidad de elementos y pueden introducir pequeñas holguras cada uno que al final sume estos grados, para evitarlo, trataremos de ajustar el máximo la disposición de los componentes y cuidar al máximo su desgaste que es el principal factor que provoca holgura.

T6.5.4. El volante debe estar unido a la columna con un desconectado rápido. El conductor debe ser capaz de accionar este desconectado rápido mientras este en una posición normal de conducción y con los guantes puestos.

Nuestro sistema de dirección cuenta con un Quick Release o desconexión rápida, la cual puede ser accionada por el piloto desde las condiciones normales de conducción.



Fig .Elemento de desconexión rápida del volante.

T6.5.7. En cualquier posición angular, la parte superior del volante no debe ser mayor que la parte más alta de la superficie del Front Hoop.

Esto quiere decir que el volante no sobresalga de la barra del chasis que tiene inmediatamente delante, queda representado en la siguiente figura para una mejor comprensión.

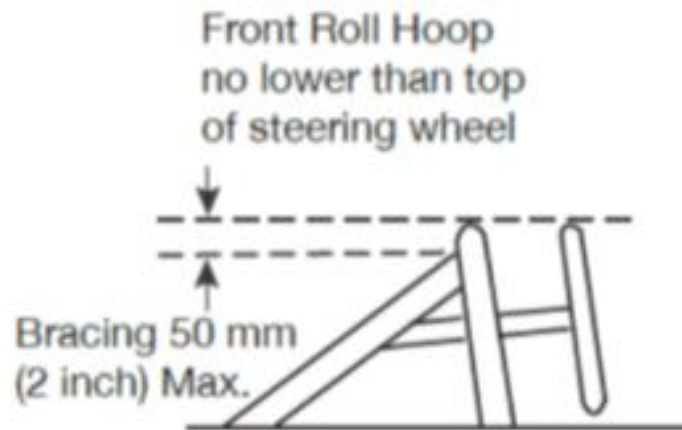


Fig .Requisito de situación del volante.

T6.5.9 La cremallera debe estar unida mecánicamente al cuerpo, si se usaran elementos de unión deben satisfacer la regla T11.2

La normativa citada en este artículo, dice que en el uso de elementos de unión debe incluir un mecanismo de freno activo, como son tuercas de freno y alambre a continuación de la tuerca, con lo que aseguramos que el tornillo se va mantener en el mismo sitio en el caso de aflojarse debido a las vibraciones o cualquier otro suceso.

T6.5.10 Las uniones de todos los componentes que unen el volante con la cremallera deben ser mecánicas y estar visibles para la inspección técnica. Uniones sin un respaldo mecánico no están permitidas.

En nuestro vehículo todas las partes del sistema están accesibles y visibles, ya sea por la cabina del piloto, o por una tapa que se encuentra a la altura de los pedales.

4.3. Normativa contemplada para plan de empresa

Ahora pasaremos ver la normativa referente al evento de presentación, estas se encuentran en el apartado, S, correspondiente a las pruebas estáticas:

ARTICLE 1: STATIC EVENTS AND MAXIMUM SCORES

The maximum possible scores in the static events are:	
Technical Inspection	No Points
Cost and Manufacturing	100 Points
Presentation	75 Points
<u>Design</u>	<u>150 Points</u>
Total	325 Points

Fig .Puntuación máxima de cada prueba estática

S3.1. Los objetivos del caso lógico de empresa son:

- Enseñar a los participantes sobre los factores que necesitan ser considerados cuando una empresa se embarca en el desarrollo de un nuevo producto. Esto incluye: costes, identificación del mercado y un volumen estimado de ventas, rentabilidad, las características claves aplicables para seleccionar el concepto del vehículo y los el tamaño de mercado que se pretende abarcar.*
- Asegurar que los equipos desarrollen el concepto de entrada con todos estos aspectos correctamente considerados, desde fuera.*
- Asegurar que todos los eventos estáticos estén acercados con un concepto común y se presenten a cada grupo de jueces de la misma manera.*
- Asegurar que los participantes obtienen experiencia en producir un caso real de empresa y hagan balance de potenciales atributos contrapuestos.*

Este extenso artículo de normativa, se basa en: el caso de esta prueba individualmente, trata una serie de puntos como veremos en posteriores capítulos, en segundo lugar conseguir que los participantes consigan enfrentarse a un caso de inicio de una nueva empresa del mundo del motor a través de un plan de empresa, sin olvidarse de relacionar todo esto con las otras pruebas estáticas.

S3.2. Los jueces de diseño, costes, y presentación de la empresa usarán el caso lógico de empresa para verificar que la información presentada en cada evento estático es consistente con los objetivos generales como se menciona en las reglas de las pruebas estáticas.

- En el evento de diseño, el caso lógico de empresa será usado para identificar como ha determinado el equipo el balance entre diseñar para un mejor*

comportamiento y diseñar pensando en la fabricación y coste, como estos requisitos hayan sido considerados en el concepto total y como estos hayan sido implantados en el vehículo final.

- b. En el evento de costes, el caso lógico de empresa se usará para determinar que el objetivo de los costes era encontrarse con la misma solución que el diseño y como han sido integrados en el concepto total y el proceso iterativo del proceso de diseño.*
- c. En el evento de la presentación de la empresa, el caso lógico de empresa se usará para cerciorarse de que tanto la presentación de la empresa es apropiado como que se ha identificado la estrategia empresarial del equipo.*
- d. Para algunos eventos de la Formula SAE/Student, si los eventos se sobreescriben, entonces el proceso de selección de entrada debe incluir activos de la calidad del caso lógico de empresa.*

En esta normativa se especifica cómo debe relacionarse el documento del plan de empresa con las otras pruebas estáticas de la competición y que es lo que se mirará, para valorar si esos tres documentos que forman parte de las pruebas estáticas están correctamente relacionados.

S3.3. Todos los equipos deben subir un informe del caso lógico de empresa en concordancia con el formato general, aplicable para el año de la competición “FSAE Business Logic Case 201X”. El informe debe ser subido en la plantilla. Dirigirse a la página web de la competición para adquirir la plantilla.

Este informe debe subirse en la fecha límite que generalmente será 6-9 meses antes de la competición. Lo referente a los plazos se verá en la página web para cada competición específica.

En este último punto de normativa únicamente se informa de la necesidad previa de rellenar un informe y subirlo en su fecha, con información sobre el documento del plan de empresa.

5. Fundamentos sistema de dirección

5.1. Geometría del sistema de dirección

En los sistemas de dirección hay gran diversidad de parámetros que considerar a la hora de diseño, que influyen de manera diferente en el comportamiento del coche, todos ellos están relacionados entre sí dependiendo en gran medida de uno, el ángulo Kingpin, este ángulo es la piedra angular de los sistemas de dirección y el eje que forma, nos define la mayoría de parámetros que componen estos sistemas.

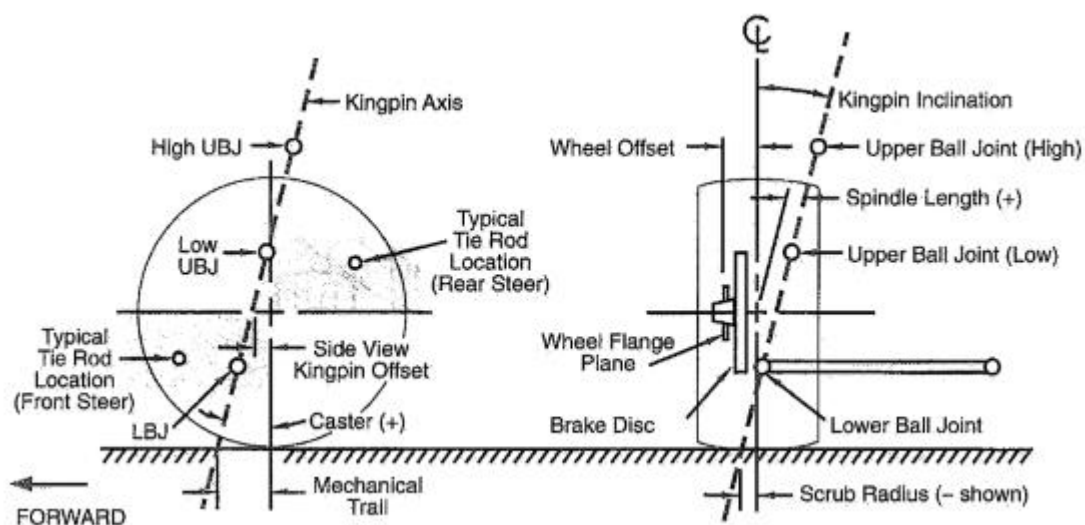


Fig .Geometría Kingpin

El ángulo Kingpin está definido por un eje que es en el que pivota el eje delantero de la rueda, en suspensiones independientes está definido por dos puntos, que son los que posteriormente se utilizan para el diseño de manguetas, es más, este eje no es tiene una geometría vertical, o está centrado con respecto al punto de contacto del neumático con el asfalto, debido a diferentes razones, para ver la situación de este eje y cómo afecta al diseño debemos descomponer las vistas de la rueda en dos, vista frontal y vista lateral.

- En la vista frontal, es cuando podemos llamar al ángulo formado *inclinación Kingpin*. La diferencia que existe entre el punto de corte del eje de dirección y el centro de la huella del neumático, medido en el suelo se llama *scrub*. La distancia desde el eje Kingpin al plano paralelo a este que pasa por el centro de la rueda es la longitud del perno (spindle length, y de ahora en adelante spindle).
- En la vista lateral, el ángulo del Kingpin es el *ángulo de avance* (caster), si el eje no pasa por el centro de la rueda, entonces podemos decir que existe un offset

de la vista lateral del Kingpin, como podemos observar en la mayoría de motos. La distancia medida en el plano del suelo, desde el eje de la dirección hasta el centro de la huella del neumático es lo que conocemos por *huella* (ó trail).

5.1.1. Geometría de la vista frontal (Kingpin)

Como ya hemos dicho, todas las características están estrechamente relacionadas entre sí suponiendo un cambio en cualquiera de ellas, un compromiso entre los requerimientos de geometría y comportamiento del vehículo, dicho esto, cabe resaltar los siguientes parámetros:

- **Spindle.** Con un spindle positivo, el coche se elevará cuando las ruedas se alejen de su posición central. Cuando más inclinación le demos al Kingpin, más se elevará el coche al efectuar el giro. Este efecto siempre eleva el coche, sin diferenciar la dirección de giro de este, hay un caso en el que el vehículo no se eleva y es cuando el ángulo ya mencionado sea vertical. El efecto es simétrico de lado a lado únicamente si no existe un ángulo de avance (ver 6.1.2.). Si mantenemos constante el Kingpin y lo que aumentamos es el spindle, también aumentará la cantidad de elevación del coche. Este efecto de elevación de ambos parámetros, también eleva el punto superior que va a mangueta lo que supone una ayuda a la auto-alineación en bajas velocidades. A una alta velocidad, este efecto se ve eliminado por la existencia de cualquier trail.
- **Camber.** La inclinación del Kingpin afecta a las características de caída de la dirección. Cuando se gira una rueda, y se esté acercando al punto más elevado, con una caída (o camber) positiva y, con el Kingpin inclinado en la dirección normal. Resulta en una caída positiva, para el giro a ambos lados. Este efecto es pequeño, pero considerable si el trazado cuenta con curvas fuertes.
- **Retroceso.** Cuando la rueda circula a través de un terreno irregular, el radio de rotación está cambiando constantemente, lo que resulta en cambios de la velocidad de rotación de la rueda. Esto, da un aumento en la fuerza longitudinal en el centro de la rueda. Esta reacción crea un retroceso en la dirección directamente proporcional al spindle, si fuera cero, entonces no habría ningún retroceso debido a este suceso.
- **Scrub.** El scrub negativo, es el resultante de un spindle positivo. Las fuerzas debidas al frenado y la conducción introduce esfuerzos torsores en la dirección proporcionales al scrub. Si estas fuerzas fueran asimétricas entonces sería transmitido al propio conductor, esto se puede evitar con un scrub igual a cero puesto que no se puede producir un momento con respecto al eje, que es lo que genera la fuerza. Con ruedas muy anchas, las fuerzas sobre estas no están centradas sobre el plano central de la rueda, debido a pequeños cambios en la caída, irregularidades de la superficie de la carretera, no uniformidad de los neumáticos u otros efectos asimétricos. Estas asimetrías pueden causar retroceso de la dirección, a pesar de la geometría de la vista frontal. Los requerimientos de posicionamiento suelen entrar en conflicto con las

direcciones centradas y, muchos coches de carreras operan de manera bastante buena en buenos trazados con grandes cantidades de scrub.

- **Efectos estabilizadores.** En las direcciones delanteras, un scrub negativo tiene dos fuertes efectos estabilizadores:
 1. Fijación de volante: si una rueda motriz pierde tracción, la rueda opuesta diverge una cantidad determinada por la holgura del sistema. Esto tiende a alinear el coche en dirección recta, incluso si la fuerza motriz no es igual a ambos lados, y esta fuerza aplica un momento cortante al vehículo.
 2. Con una buena eficiencia inversa, las manos del conductor no conseguirá fijar realmente el volante. En el caso de que el volante gire debido a un desnivel en las fuerzas motrices longitudinales, aumentan los efectos estabilizadores de un scrub negativo.

En condiciones de frenado, tenemos lo mismo. El scrub negativo tiende a mantener el recorrido del coche recto, incluso cuando las fuerzas de frenado no son iguales a derecha e izquierda de los neumáticos delanteros.

5.1.2. Geometría de la vista lateral (Avance y Huella)

Con la huella mecánica, la huella del neumático sigue tras el eje de la dirección en vista lateral. Quizás la manera más simple es la del avance de una silla de oficina, con cualquier recorrido, las ruedas se alinean solas con el pivote. Más huella significa que la fuerza lateral del neumático tiene un mayor momento con respecto al eje del Kingpin. Esto produce más efecto de auto-centrado y es la fuente primaria de momento de auto-centrado sobre el eje. Ahora vemos algunas consideraciones para selección del avance y huella:

- **Huella.** Más huella da una mayor fuerza en la dirección. En todos los coches, menos huella reduce la fuerza en la dirección pero, en algunos casos, la dirección manual se puede usar en coches con elevados pesos cuando reducimos la huella, casi a cero.
- **Avance.** El ángulo de avance, como la inclinación Kingpin, provoca que la rueda suba y baje con la dirección. Al contrario que en el Kingpin, el efecto es opuesto de lado a lado, con geometría simétrica, el efecto de un giro a la izquierda, es de vuelco del coche hacia la derecha, lo que causa una transferencia de pesos en diagonal. Esta transferencia será mayor con una amortiguación más dura, puesto que el efecto es puramente geométrico. La distancia que cada rueda sube o baja es constante pero el peso y ángulo de vuelco del chasis son función de la resistencia al vuelco del mismo. Esto se puede medir in-situ en el propio coche con viendo el peso en cada una de las ruedas o en su defecto en cada uno de los ejes. Debemos de recordar que las ruedas frontales no giran mucho en los coches de carreras actuales, excepto en las horquillas más duras de cada circuito. Si el avance es opuesto, de manera que sea positivo n un lado y el mismo número de grados en el otro

lado pero en negativo, entonces el coche se elevará o bajará con el giro, pero, sin ninguna transferencia de pesos diagonal.

- **Camber.** El ángulo de avance afecta a la caída pero al contrario que el Kingpin, el efecto es favorable. Con una caída positiva la parte exterior de la rueda tendrá una caída negativa (la parte de arriba hacia el coche), mientras que la caída en el interior de la rueda es positiva. En la recuperación del derrape, se usa el “bloqueo opuesto” (girar las ruedas en sentido contrario a la curva) pero en este caso, la caída resultante del avance es la “errónea” debido al incremento de agarre del neumático delantero. Convenientemente, esta condición es resultado de una fuerza lateral muy pequeña en la parte trasera, así que no es necesario un gran aumento del agarre delantero.
- **Huella.** Los neumáticos tienen una huella neumática, la cual se suma a la ya mencionada huella mecánica. Este efecto del neumático no es lineal, además cuando cuenta con una fuerza lateral afecta a la torsión de la dirección y la comodidad del piloto. En particular, el hecho de que la huella neumática se acerque a cero conforme el neumático llega al límite, resulta en una reducción del auto-centrado y puede ser una señal para el conductor de que el neumático está cerca de su final. La huella neumática (señal de rotura) se elimina por la huella neumática si esta es larga comparada con la neumática.

A veces la huella se mide en dirección perpendicular al eje de dirección, puesto que describe de manera más precisa el brazo que produce el momento que une la fuerza lateral de los neumáticos al Kingpin.

5.1.3. Situación de la rótula de dirección en mangueta

Podemos observar en la figura _ una zona sombreada que nos enseña la localización de la rótula de dirección. La holgura en la caída que tenemos debida a fuerzas laterales es inevitable, y si la rótula de dirección se coloca como se señala, el efecto sobre en el giro del coche será de subviraje, pero si la suspensión y/o la cremallera se monta en algún tipo de soporte flexible, la situación se vuelve mucho bastante más compleja, lo que daría para un estudio mucho más amplio.



Fig .Punto de rótula de dirección en mangueta

5.2. Geometría de Ackermann en dirección

Conforme las ruedas del vehículo giran desde el centro, el diseño de la unión de dirección vendrá determinado dependiendo de si las ruedas se mantienen paralelas o de si una de ellas gira más que la otra. No debemos confundir este giro de cada una de las ruedas con la convergencia de las mismas que son ajustes estáticos que se suman al efecto del Ackermann.

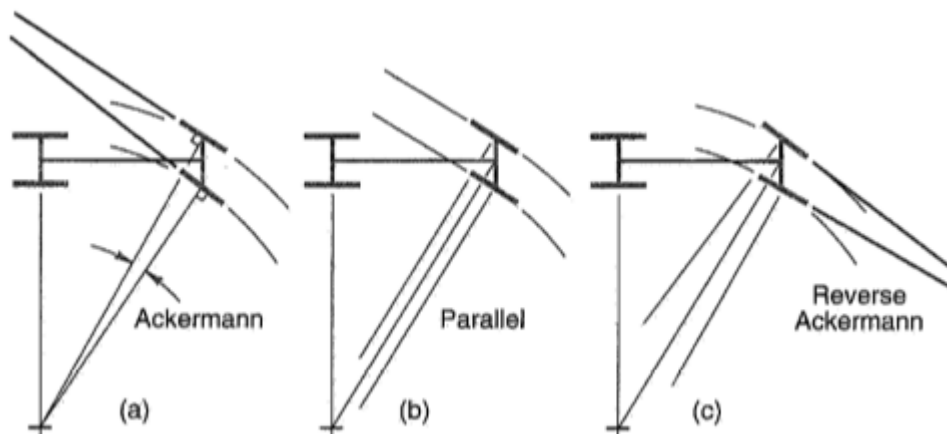


Fig .Geometrías de Ackermann

Para coches con usos que requieren una baja fuerza centrífuga, lo más común es el uso de geometría Ackermann (caso a de la figura). Esta geometría asegura que las ruedas giren libremente, sin ángulos de deriva ya que las ruedas siguen el trazado del circuito sin desviaciones, con un mismo centro de giro. Cabe mencionar que a bajas velocidades, todas las ruedas tienen un diferente radio de giro, la rueda delantera interior debe girar más que la rueda delantera exterior. Otra razón para usar la geometría Ackermann es la de mantener fuera de preocupaciones las ruedas motrices en los trayectos de gravilla lisa.

Una alta fuerza lateral cambia las cosas por completo. Ahora todos los neumáticos trabajan con significantes ángulos de deriva y todas las cargas en el interior del trazado son mucho menores que en la parte exterior. Observando el comportamiento de los neumáticos en curva podemos ver que un menor ángulo de deriva, se traduce en menores cargas, para llegar al pico de la fuerza centrípeta en esa curva. Si el coche tuviera una geometría Ackermann, la rueda delantera interna tendría un mayor ángulo de deriva, traducido en una mayor fuerza lateral. Un derrapaje del vehículo con altos un alto ángulo de deriva incrementa la temperatura del neumático y reduce la velocidad del vehículo. Dicho esto, cabe mencionar, que para competición, lo más común es el uso de una dirección paralela (caso b) o incluso una geometría de Ackermann inverso (caso c de la figura).

Es posible calcular la cantidad correcta de Ackermann inverso que debemos darle si conocemos las propiedades de los neumáticos y las cargas que reciben. En la mayoría de casos la geometría necesaria da un resultado extremo, teniendo en cuenta que el vehículo también puede ser conducido a bajas velocidades.

Otro punto a recordar es que en la mayoría de competiciones los radios de las curvas son considerablemente largos, y el efecto del Ackermann apenas se aprecia. A pesar de ello, a menos que la suspensión y el sistema de dirección sean muy duros, la deflexión debida a las fuerzas creadas por la toma de curva puede girar las ruedas más que cualquier geometría Ackermann.

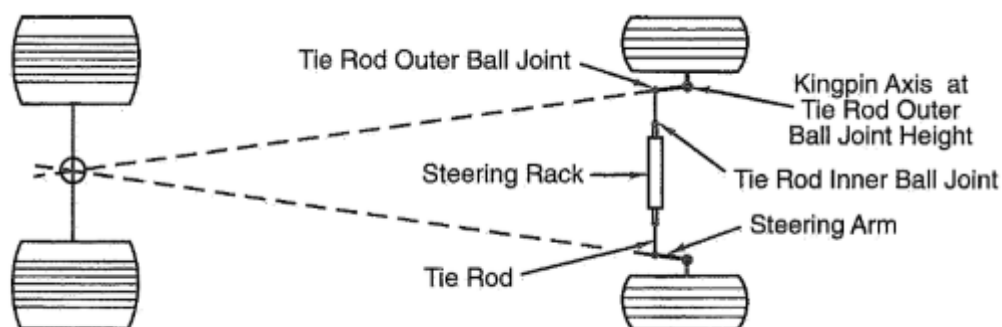


Fig .Geometría Ackermann en un caso geométrico simple

La forma más simple de construcción que genera geometría Ackermann esta mostrada en la figura. Podemos observar, que la cremallera se sitúa detrás del eje delantero y el inicio del eje Kingpin, extendiéndose hasta las rótulas de dirección e intersectándose en el eje trasero. El ángulo que forma esta línea mencionada en la dirección, provoca que la rueda interior gire más que la exterior además de ser una buena aproximación a la cantidad de Ackermann perfecto.

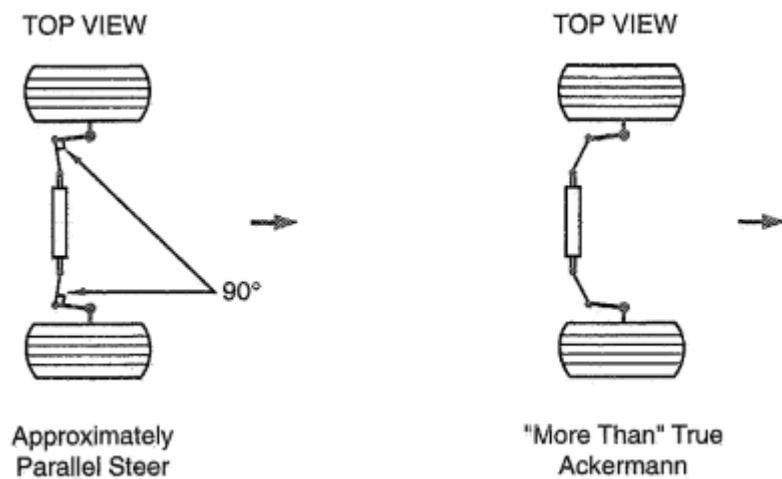


Fig. Cambios en Ackermann con la posición de la cremallera

Una segunda manera de diseñar diferencias entre el radio de giro de ambas ruedas es moviendo la posición de la cremallera, adelantándola o retrasándola, haciendo que no esté en una línea recta con los puntos de conexión a manguetas. Con el punto en la parte trasera, moviendo la cremallera hacia delante se aproxima a una dirección paralela y retrasándola nos acercamos a una geometría Ackermann a la misma vez que conseguimos que se aumente la divergencia de la dirección en curva.

Una tercera forma de cambiar la convergencia, es simplemente haciendo los brazos o tirantes de dirección de diferentes longitudes. Con un tirante más corto tendremos un ángulo de giro mayor que otro con un brazo mayor. Esto es un efecto asimétrico por lo que nos genera una ventaja en uno de los sentidos de giro a la vez que una desventaja en el otro sentido de giro.

Una vez expuestos lo conflictivo entre uno y otro requerimiento, podemos afirmar que para un coche de carreras, la disposición más favorable es la de dirección paralela o incluso con un poquito de Ackermann inverso, a pesar de que sea un poco más difícil de empujar por el pit, el coche se comportará mejor en giros de amplio radio de giro, con esto, en pequeños giros el Ackermann apenas afectará al ángulo de deriva de las ruedas individualmente, midiéndolo en el vehículo y desde el centro del mismo.

5.3. Mecanismo de dirección

El mecanismo de la dirección se encarga de transformar el movimiento angular del volante en un movimiento lineal en las rótulas de dirección. En un giro, las rótulas transforman este movimiento lineal de nuevo en un movimiento angular, sobre el eje Kingpin y que resulta en un giro de las ruedas delanteras o directrices.

El mecanismo usado para transformar el movimiento angular inicial en un movimiento angular es lo que se conoce como junta cardan o junta universal.



Fig. Junta cardan doble

El primer punto y que resulta obvio, es que en el sistema de dirección hay multitud de conexiones y cada una de estas conexiones son fuentes de holgura o de pérdida en la transmisión del movimiento, lo que nos puede llevar a una dirección imprecisa, haciendo que el coche no se dirija exactamente donde el piloto quiere dirigirlo. Por ello, todos los componentes que forman parte del sistema deben tener un apriete apropiado y con un montaje seguro, para asegurar tanto la seguridad como el control del vehículo.

5.3.1. Ratio de giro

El ratio de giro total de la dirección se traduce como la relación que hay entre los grados de giro del volante y los grados de giro de la rueda. En el mundo de la competición este va desde 20:1 para los coches de Superspeedway, pasando por 10:1 de la Formula 1 y el

1:1 de los Karts. Con cualquier geometría de Ackermann, el ratio de giro será diferente de lado a lado, y dependiendo de la manera de conexión de los elementos podemos tener una configuración no lineal, esto es, que el ratio varia con el ángulo de giro de la rueda.

Una manera que tenemos de conocer el Ratio de giro, es mediante el muestreo, esto es, girando el volante unos determinados grados y tomando el valor de giro de la rueda, si hiciéramos este tipo de ensayo observaríamos que la gráfica no es lineal, tiene un pequeño ciclo de histéresis, esto es debido a que existe holgura en el sistema, en el caso que este sea nuestro método de medición, en los coches de carreras se miden los ángulos de giro que van a ser utilizados en las curvas del circuito con lo que nos aseguramos que aunque no tengamos un comportamiento lineal, en los puntos deseado sí que tenemos el radio de giro deseado.

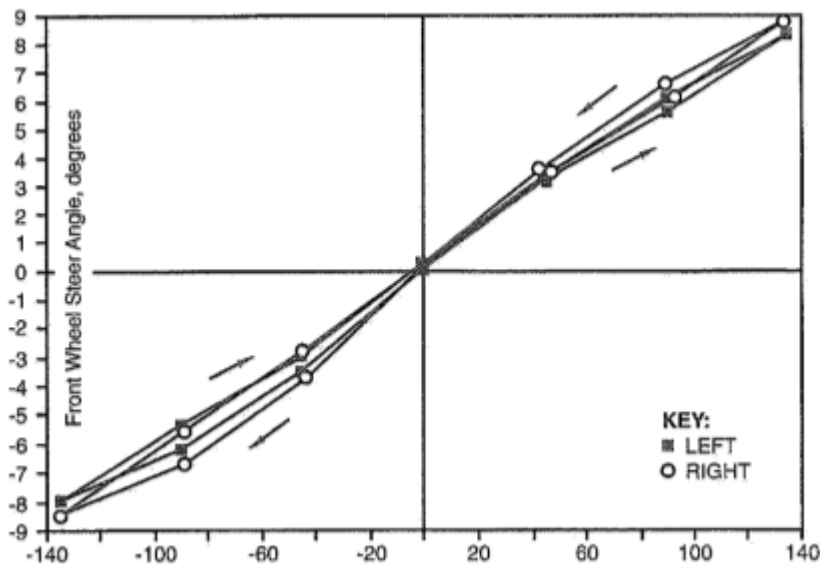


Fig. Ciclo de histéresis de giro muestreado

En el caso de que dispongamos de un mecanismo de dirección del tipo piñón-cremallera, podemos usar el siguiente método de cálculo. El ratio de giro se calcula a través del Factor-c y la longitud del tirante. El factor-c se define como:

Factor-c= recorrido (pulg.)/360º rotación del Piñón

Una vez que conocemos el factor-c, el ratio de giro se puede calcular como:

Ratio de giro = $\sin^{-1}(\text{factor-c}/\text{longitud del tirante})/360$

Esta aproximación es aceptable para pequeños grados de giro del volante, cuando disponemos de altos grados de giro, se necesita de la ayuda de una disposición para el diseño de esta.

5.3.2. Eficiencia inversa

La eficiencia inversa nos define la capacidad del mecanismo de dirección para devolver las entradas que tenemos del recorrido en las ruedas hacia el conductor. Dependiendo de las necesidades puede ser bueno tener mucha o poca respuesta.

El sistema de piñón-cremallera tiene una alta eficiencia inversa. Esto es deseable para trazados con una superficie lisa, donde el torsor de re-alineación nos señale lo que nos queda para llegar al punto de rotura del neumático delantero.

5.3.3. Fuerza de giro

Para vehículos que requieren un gran esfuerzo para girar el volante, podemos usar una *Dirección de Fuerza*, o podemos mejorar esto con una concreta geometría de la misma, con el diseño de un Kingpin y caída muy pequeños, el mínimo scrub y una pequeña cantidad de huella. Con esta geometría, incluso un coche muy pesado puede ser girado con apenas el uso de fuerza asistida, y toda la complejidad y peso que esta asistencia supone. Con pequeños valores de huella es importante que la suspensión y la dirección tengan las mínimas holguras posibles, reduciendo la variación del diseño a la realidad al mínimo.

5.4. Ride&Roll de la dirección

En general, el giro debido a los movimientos de baches y cabeceo no son deseables. En la mayoría de tipos de sistemas de dirección y suspensión se produce giro con las irregularidades del terreno, y es algo inevitable. La razón para no querer este tipo de giros es sencillo, el coche se dirigirá en una dirección, que no ha sido seleccionada por el piloto.

Estos parámetros podemos medirlos de un gran número de formas, de manera experimental. El fundamento de la existencia de este fenómeno podemos explicarlo como la diferencia que existe entre el radio de giro que sigue la suspensión a lo largo de su recorrido y el radio que sigue la rótula de la dirección, de esta manera podemos obtener el tipo de giro que deseamos cuando se produce el fenómeno de la suspensión, no obstante, tenemos diferentes procesos como la holgura de la que disponga el sistema y los pequeños a la hora de la fabricación que nos puede crear un comportamiento diferente, también tenemos que contar con las pequeñas deflexión que se produce en el mecanismo de suspensión y que hacen del cálculo de la trayectoria seguida por este, un trabajo realmente costoso, lo que explica la naturaleza de la mayoría de métodos utilizados para hallar estos parámetros.

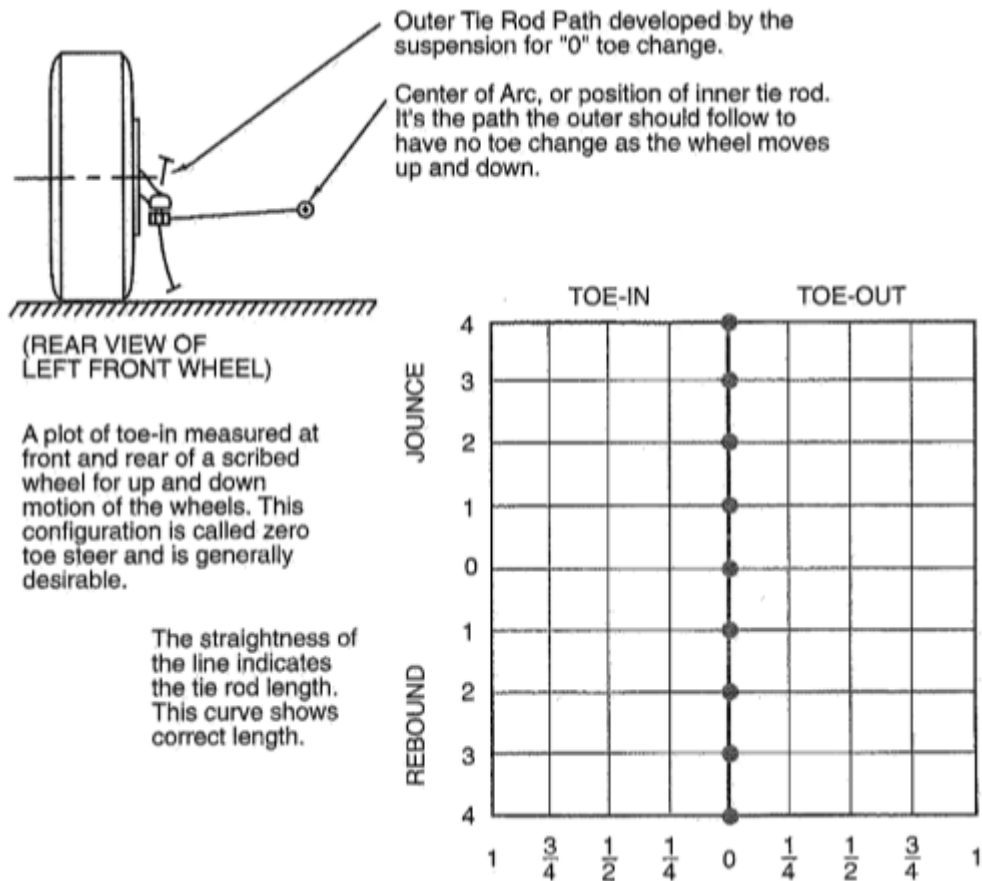


Fig. Manejo de dirección cero

En la figura anterior podemos ver la primera de las disposiciones que existen, que forma la relación del centro de giro de la suspensión y el centro de giro de la dirección. En este caso podemos decir que tenemos un radio de manejo cero, algo que es deseable en la mayoría de casos. En esta disposición lo que nos encontramos es que la rueda no sufre ningún tipo de giro en forma de convergencia o divergencia durante la amortiguación del coche, siguiendo así cada rueda la misma trayectoria tanto antes como después de la amortiguación.

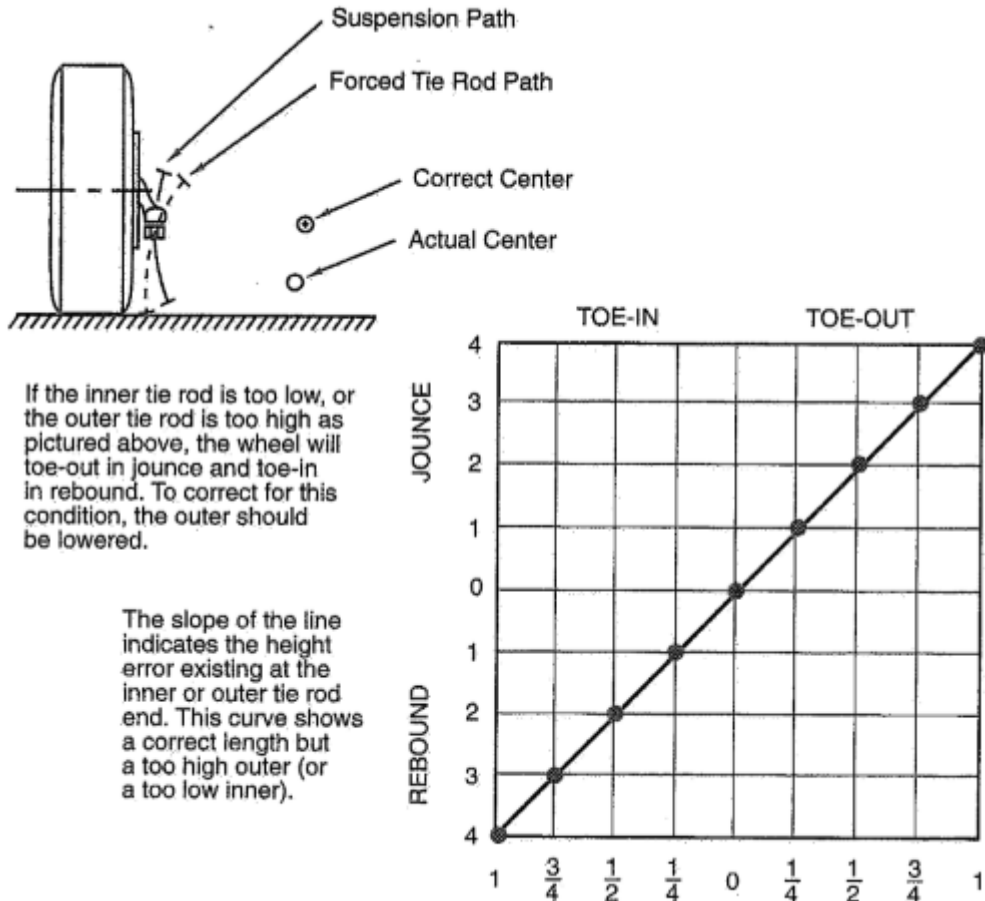


Fig. Manejo de dirección lineal

En el caso de la figura anterior, nos encontramos ante un diseño en el que la longitud de los tirantes es la correcta pero la altura a la que hemos situado el centro de giro de la dirección no es la correcta. Este tipo de disposición crea un cambio en la trayectoria de la rueda, convergiendo en frenada y divergiendo en aceleración. No es lo más ideal pero podemos usarlo en determinadas situaciones que este comportamiento nos sea útil.

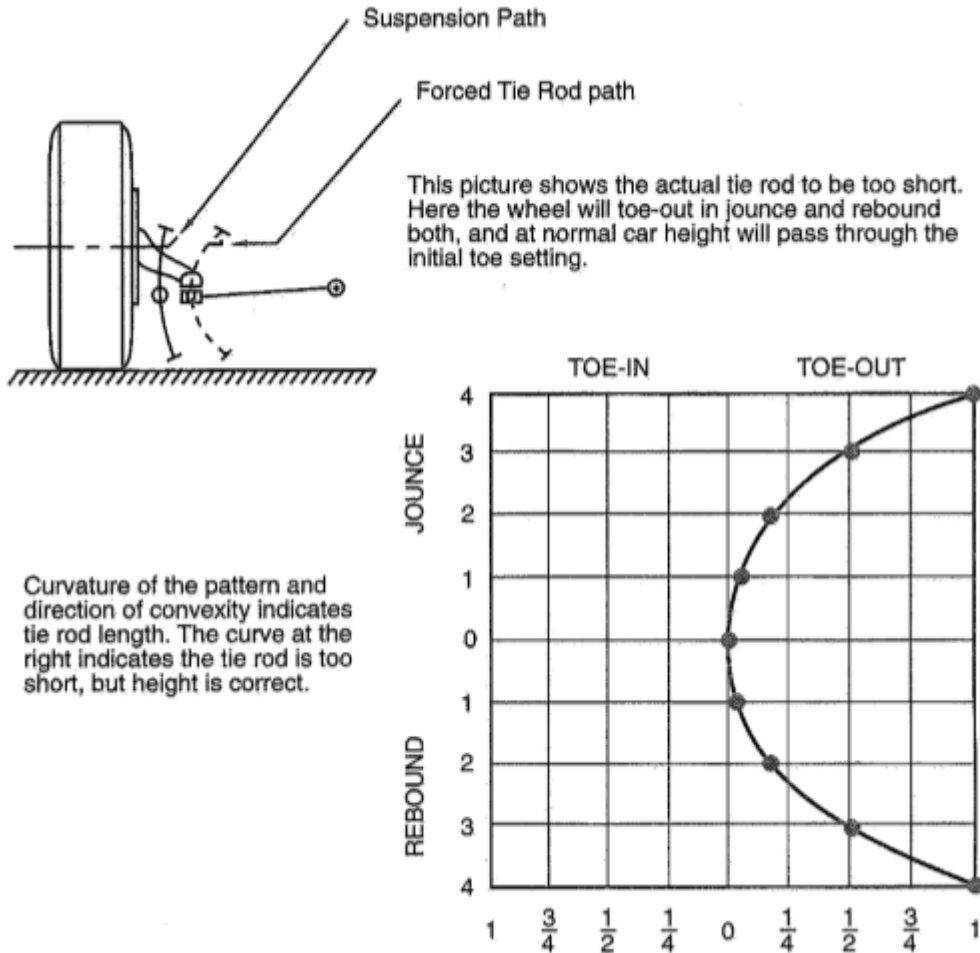


Fig. Manejo de dirección no lineal

Este tipo de disposición al contrario que en el anterior tipo de disposición, lo que es correcto es la posición del centro de giro, en cambio, la longitud del tirante es la incorrecta, lo que se traduce en un comportamiento curvo de divergencia ante cualquier tipo de amortiguación. Otro problema que suele generar este tipo de disposición es que suele cambiar el comportamiento del coche dependiendo de la posición de las ruedas, cambiando entre comportamiento subvirador y sobrevirador. Otro método para solucionar este tipo de comportamiento sería el de elevar el punto de conexión con manguetas, acercándolo al triángulo superior, pero con este tipo de solución será necesaria una previa puesta a punto del ángulo del punto mencionado, empíricamente, lo que acarrea un considerable número de complicaciones, por ello este método es menos utilizado, aunque no por ello menos útil.

5.5. Alineación

La alineación podemos definirla como, la configuración estática del coche para los parámetros de convergencia y caída en cada una de las ruedas del mismo.

5.5.1. Convergencia

Los parámetros de convergencia a lo largo del coche, los podemos medir como la diferencia que existe entre la parte delantera y trasera de las ruedas. El problema con este sencillo método de medida es que no sabemos si las ruedas están alineadas en la dirección paralela a los ejes del coche, por lo que nos conviene referenciarlo con el centro del coche.

La cantidad de convergencia estática en el eje delantero, dependerá de otros parámetros de diseño de la suspensión como es la geometría de Ackermann, los Ride&Roll de la dirección, la holgura del sistema y la caída. Es deseable una convergencia mínima, para reducir la resistencia al vuelco e innecesario calentamiento de los neumáticos que puede causar que los neumáticos trabajen enfrentados.

Los cambios en la alineación del coche se pueden usar para sobreponerse a deficiencias del diseño del coche. Un ejemplo es el uso de la convergencia hacia afuera de la rueda trasera para mejorar el comportamiento de una curva en el interior de la misma. Conforme el coche gira, la carga es añadida a la rueda exterior, y el efecto es el de sobreviraje.

5.5.2. Caída

El ángulo de caída es una de las variables fundamentales que determinan el comportamiento de los neumáticos, junto con la carga, el ángulo de deriva, la presión, temperatura, etc. La caída estática se usa en conjunto con la compensación de caída de la geometría de suspensión, para posicionar el neumático en el ángulo de caída óptimo durante la curva.

La caída a veces trabaja ayudando a la dirección, cuando un neumático tiende a empujar el vehículo en la misma dirección en la que la parte alta del neumático está empujando. Una manera fácil de pensar sobre esto es la equivalencia de la caída con la dirección, para muchos de los neumáticos, 1° de caída se traduce en la misma fuerza lateral de 0,1° de giro. Aunque en algunos otros neumáticos pueden llegar a ser mayor. Con esta simple regla, podemos ver que para una caída negativa, se necesita de divergencia para mantener las ruedas enfrentadas entre ellas.

6. Fundamentos mecanismo de la suspensión

El mecanismo de la suspensión es el encargado de atenuar el movimiento de la masa no amortiguada, con diferentes geometrías y características, en nuestro caso engloba el cálculo del conjunto muelle-amortiguador, la barra de torsión y el ratio de instalación propio del balancín así como la disposición de todos los elementos y los esfuerzos transmitidos al chasis.

6.1. Fundamentos del muelle

Un muelle utiliza las propiedades elásticas de la trayectoria que sigue para producir una amortiguación lineal a partir de una torsión inicial. Los muelles se utilizan en la mayoría de tipos de amortiguaciones, sobre todo en las amortiguaciones independientes.

La forma más común que suelen seguir es la de espiral con un radio constante. Una variación en el diámetro suele deberse a una variación en la sección del muelle. Los muelles se pueden diseñar para compresión o extensión, el uso que nosotros queremos darle es el de compresión.

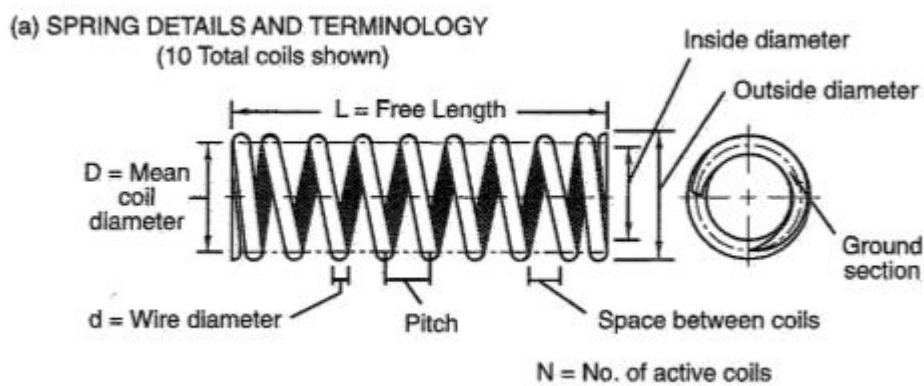


Fig. Parámetros de un muelle

Los parámetros importantes de diseño son los siguientes:

- Longitud total del muelle sin carga (L)
- Diámetro de la espira (d)
- Diámetro del muelle (D)
- Numero de espiras activas (N)

(b) TYPICAL ENDS OF HELICAL COMPRESSION SPRINGS

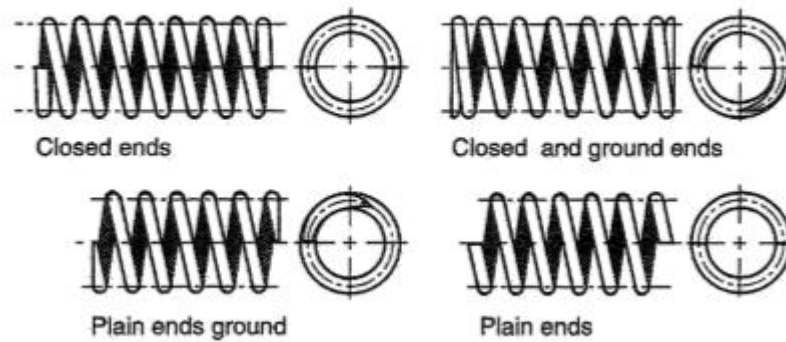


Fig. Tipos de finales de un muelle

Como podemos observar en la Figura, existen diferencias dependiendo de los finales de los muelles que determinan el número de espiras activas. En el caso de que los amortiguadores tengan el final cerrado de manera que pudiéramos trazar un plano perpendicular a la longitud del muelle, estos cuentan con una espira inactiva en cada extremo. Cuando finaliza en un plano no perpendicular podemos considerar que *virtualmente no tiene espiras inactivas, a menos que se vea afectado por condiciones de restricción especiales*, si al igual que el anterior tienen un plano inclinado pero tiene el final cerrado en cada extremo, en este caso consideramos que tiene media vuelta inactiva en cada extremo.

Nótese de que el parámetro N es fundamental en el cálculo del muelle y que una mala consideración de este número, puede desembocar en un mal diseño del muelle.

6.1.1. Esfuerzo máximo

La fuerza máxima, f , en un muelle con una carga, W , viene dado por:

$$f = 8DW/\pi d^3 = 2.55DW/d^3$$

Si lo comparamos con la ecuación de esfuerzo de un muelle, encontramos que para la misma carga, W , y la misma fuerza, f , tenemos:

$$D = 1.99 (d_c/d_t)^3 R$$

Donde la c hace referencia al muelle y la t hace referencia a la barra de torsión (posteriormente estudiada), la relación entre estos dos diámetros también es conocida como el ratio de tamaño de las espiras del muelle a la barra de torsión. Y esta ecuación nos relaciona la longitud del muelle con la distancia del brazo de la leva de la barra de torsión.

La fórmula definida en la primera de las dos anteriores ecuaciones define el esfuerzo conocido como, *esfuerzo no corregido*, este no tiene en cuenta, esfuerzos causados por la curvatura del muelle entre otros factores. Por ello debemos usar un factor corrector, el factor Wahl. Este se usa en la parte derecha de la ecuación, y tiene un comportamiento no lineal, siendo menor cuanto mayor sea la relación D/d . En el caso de que decidamos no usarlo, probablemente el material plastifique en servicio.

6.1.2. Ratio de amortiguación e instalación

El ratio de amortiguación viene dado por:

$$S = Gd^4/8D^3N = W/X$$

Como se ha comentado antes, una mala consideración en el número N puede dar lugar a un error en cálculo de S .

Si cargamos un muelle a lo largo de su centro, la deflexión que sufre viene dada por la fórmula anterior:

$$X = W/S$$

En la prueba de estos para comprobar la exactitud del ratio, podemos observar que el comportamiento es lineal hasta un rango aproximado de ± 25 mm, lo que nos supone una gran facilidad en el posterior cálculo ya que por normativa, tenemos que asegurar la amortiguación en este rango.

6.1.3. Módulo cortante y esfuerzo límite

En la mayoría de casos podemos suponer un valor de $11 * 10^6$ psi para el módulo cortante, ya que se ha comprobado que este valor a efectos prácticos es suficientemente útil para el cálculo. Además es recomendable que el esfuerzo cortante máximo al que sea sometido, sea de un porcentaje de entre el 40-50% de la fuerza mínima de tracción, dependiendo del tratamiento que le hayamos dado al material.

Steel	% of Tensile Strength
Oil Tempered Alloy Steel	50-55
Oil Tempered Carbon Steel	45-50
Hard Drawn Carbon Steel	42-45
	} Average = 50

Fig. Cortante máximo en función del materia

6.2. Fundamentos del amortiguador

En cualquier sistema amortiguado de conjunto amortiguador-muelle, hay tres fuerzas fundamentales que se encargan de definir el comportamiento dinámico del sistema:

1. La fuerza inercial, debida a la aceleración de la masa y que es función de la misma.
2. La fuerza de amortiguación que es función de la velocidad en el amortiguador y del coeficiente de amortiguación.
3. La fuerza del muelle, función del desplazamiento del muelle y el ratio del mismo.

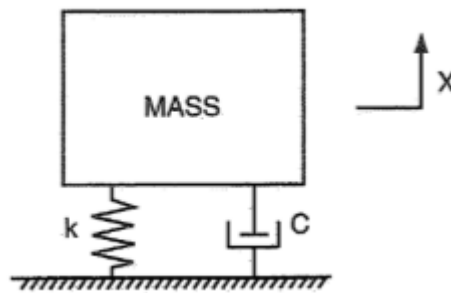


Fig. Sistema de masa amortiguada

Estos tres parámetros definen otros dos parámetros importantes:

Uno es la frecuencia de resonancia del sistema, expresada por:

$$\omega_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \text{ (Hz)}$$

El otro es el nivel crítico del coeficiente de amortiguación. Si la masa recibe una entrada escalón entonces, el desplazamiento que permite esa masa para volver a su posición inicial, lo más rápido posible y sin sobreoscilaciones, es el amortiguamiento crítico.

Esto podemos expresarlo matemáticamente como:

$$C_{\text{crit}} = 2\sqrt{km}$$

La relación que existe entre el coeficiente de amortiguación y el coeficiente crítico de amortiguación es lo que conocemos como Ratio de amortiguación, ξ .

La amortiguación se diseña con el objetivo de sobreponerse a imprevistos que pueden surgir en el trazado durante la conducción, la corrección de estos eventos en la suspensión puede suponer una transición de esto puede suponer una transición en la que tengamos oscilaciones hasta que consigamos volver a la posición de equilibrio, y para eso usamos estos dos parámetros.

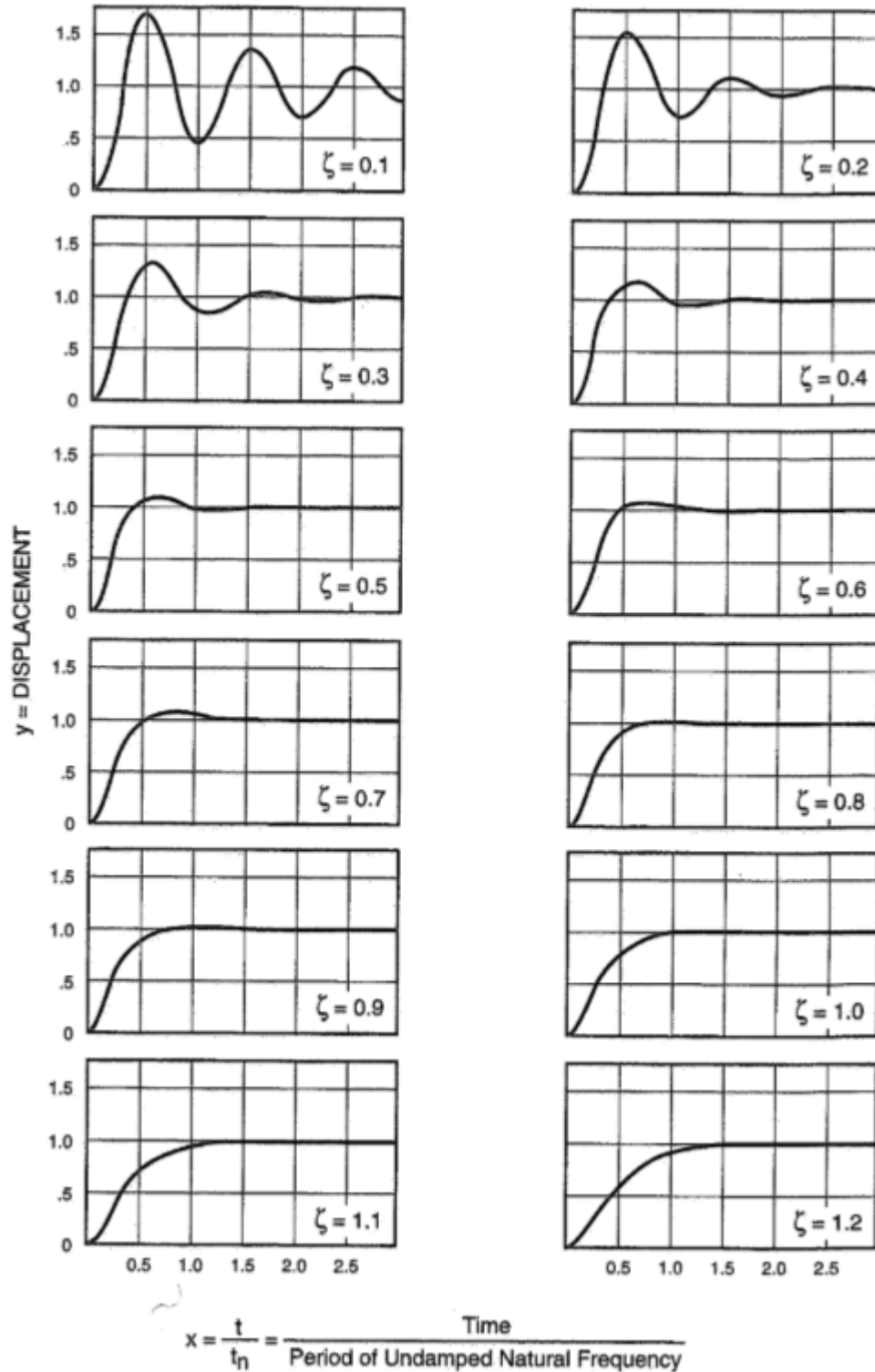


Fig. Diferentes ratios de amortiguación (de 0,1 a 1,2)

Para evitar este periodo de estabilización tenemos que ir aumentando el valor de ξ desde un 0.1 hasta un 0.5-0.6 aproximadamente, lo que nos reduce notablemente el sobrepico de amplitud de esos baches que vamos encontrando. Pero a la misma vez, se experimenta un aumento en la fuerza que experimenta el piloto en el asiento lo que nos supone una mayor incomodidad durante la conducción.

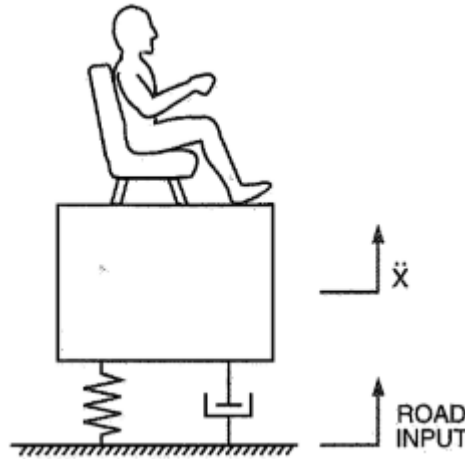


Fig. Modelo de amortiguación ideal

Por lo tanto para el diseño de estos valor hay que tener consciencia del compromiso entre cada una de las variables a las que afecta y tener en cuenta el uso que se le va a dar al vehículo.

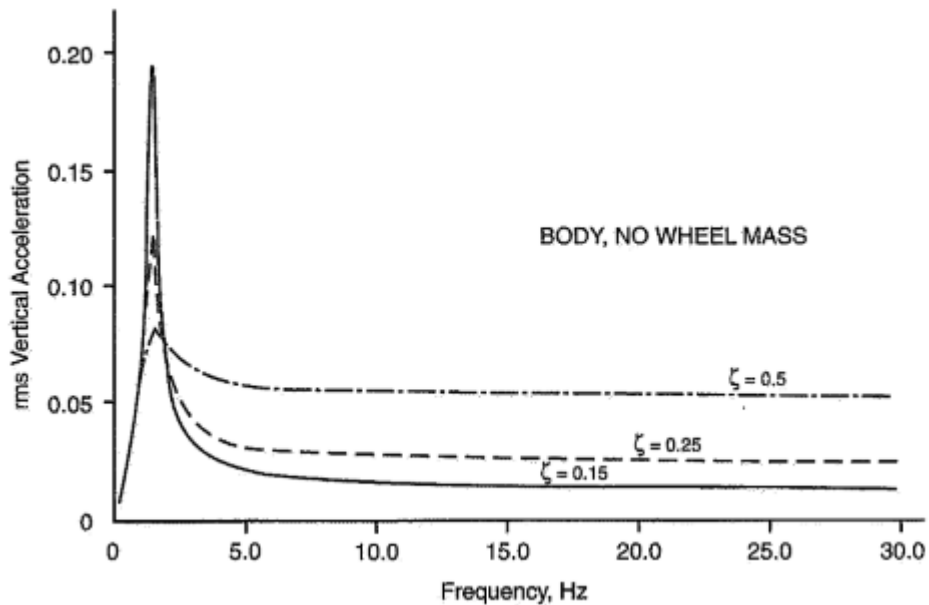


Fig. Relación entre aceleración vertical y ratio de amortiguación con la frecuencia

En nuestro caso, ya que es un vehículo de competición podemos asumir una mayor incomodidad en la conducción de la que sería asumible en un vehículo de calle, ya que lo que prima es el comportamiento del coche por el trayecto.

Una vez visto el caso ideal, debemos mencionar que en nuestro caso real, debemos añadir otras constantes intermedias que van a influir en el proceso de la amortiguación.

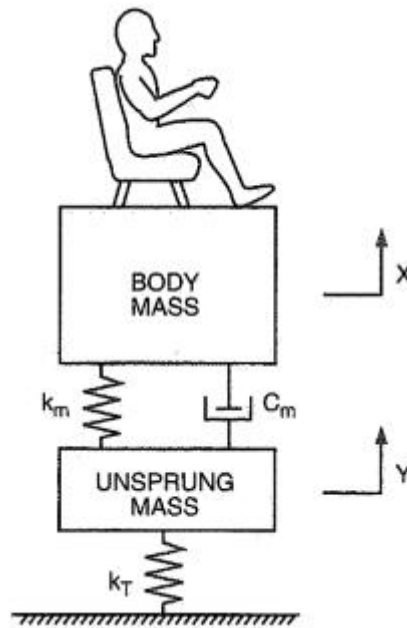


Fig. Modelo de amortiguación real

La existencia de una amortiguación por parte de los neumáticos es un hecho y hay que tenerlo en cuenta ya que como material flexible, también sufre una deflexión durante el proceso de amortiguación.

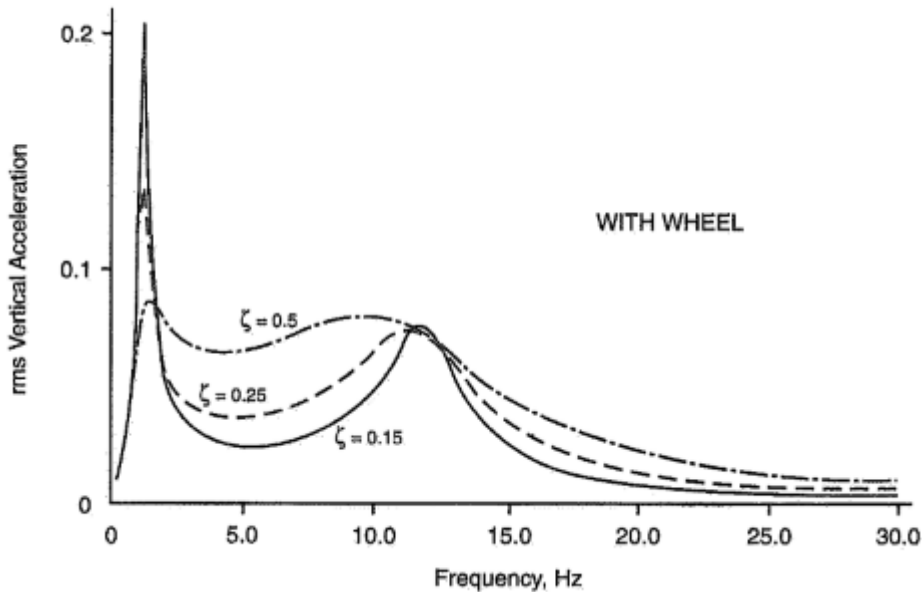


Fig. Gráfica de aceleración vertical-frecuencia en el caso real.

Con esta gráfica podemos corroborar lo visto en el capítulo anterior, sobre el estudio de ergonomía de la dirección, si comparamos la gráfica del caso ideal y la gráfica del caso real, podemos observar que las vibraciones que se transmiten a través de las ruedas son las que se sitúan en el margen de los 8-20 Hz. Esto comprueba la certeza de las anteriores afirmaciones.

La masa no amortiguada, esta masa es aquella que no se tiene en cuenta como la propia masa que se va a amortiguar pero que también tiene su efecto en el proceso provocando una inercia que no está amortiguada por el propio mecanismo y de suma importancia en el comportamiento del coche, los elementos que componen esta masa son los mismo que componen el mecanismo de la suspensión y que la única amortiguación considerable de estos es la ya mencionada por las ruedas.

6.3. Disposiciones de la amortiguación

Hay diferentes maneras de cómo podemos instalar los amortiguadores, para poder crear un ratio de amortiguación compuesto. Dos de las más comunes son: en serie y en paralelo. Aunque también podemos crear más disposiciones con combinaciones de estas.

6.3.1. Amortiguación en serie

Podemos decir que dos muelles con ratios S_1 y S_2 tienen una disposición en serie cuando su línea central es coincidente.

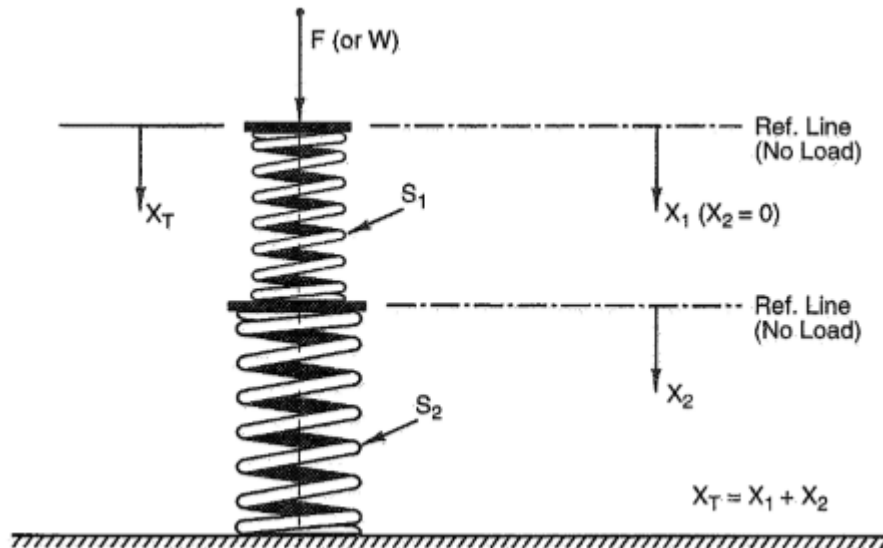


Fig. Amortiguación en serie

Considerando las deflexiones de cada uno de los muelles bajo una carga F y sumándolas, podemos ver el ratio compuesto S :

$$S = S_1 S_2 / (S_1 + S_2)$$

Como podemos observar en la fórmula hay una analogía entre el modelo de resistencias en paralelo y este modelo de muelles en serie.

Si uno de los muelles, llegara al máximo de su deflexión entonces el ratio total dejaría de ser lineal y se aproximaría a un comportamiento similar al amortiguador que no se ha bloqueado.

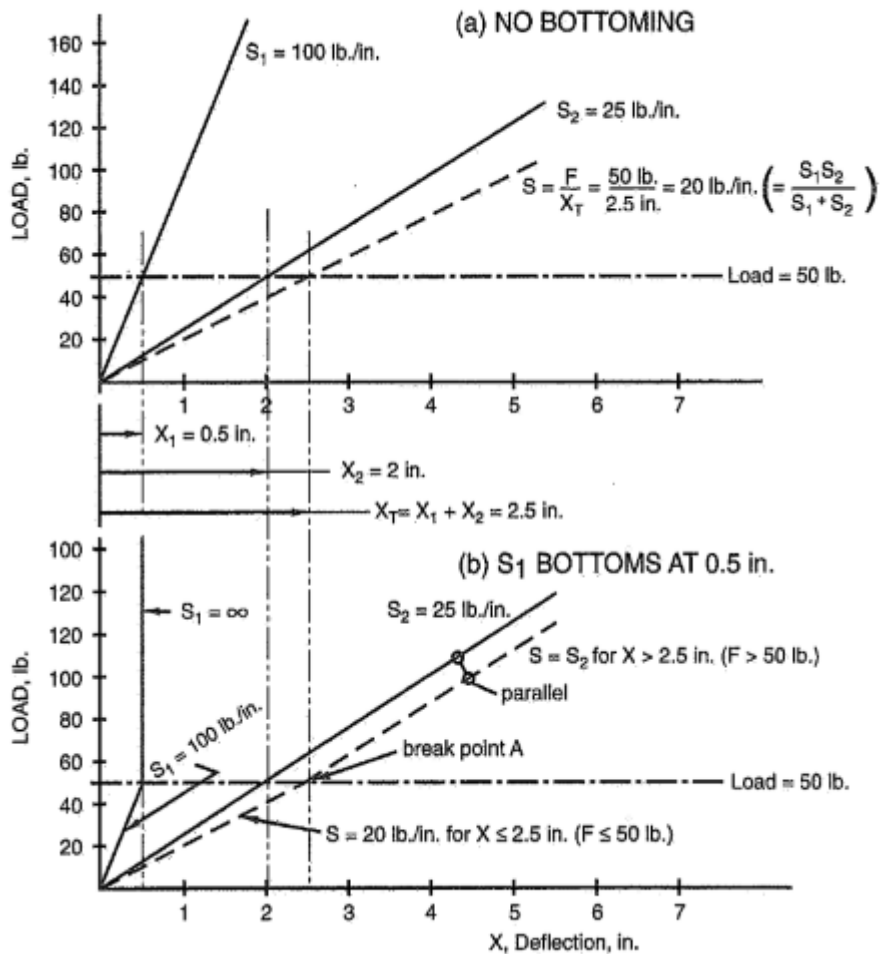


Fig. Comportamiento de amortiguación en serie sin y con bloqueo

En el caso de haber más de dos elementos de amortiguación podemos definir la constante total de estos como:

$$1/K_T = 1/K_1 + 1/K_2 + 1/K_3 \dots$$

6.3.2. Amortiguación en paralelo

Dos muelles están en paralelo cuando siempre están compartiendo una carga, los amortiguadores en paralelo son una analogía de las resistencias eléctricas en serie. En este caso obtenemos la S global como:

$$S = S_1 + S_2$$

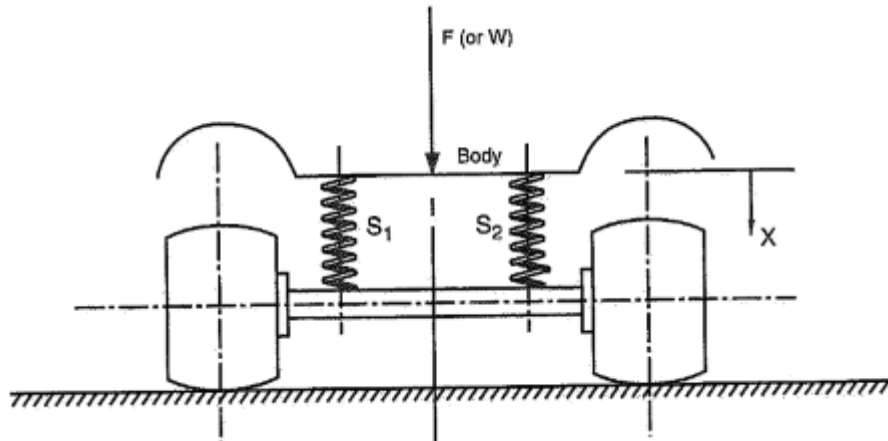


Fig. Disposición de amortiguación en paralelo

Si la carga estuviera centrada y la $S_1 = S_2$, entonces la deflexión sería:

$$X = F/S = F / (S_1 + S_2)$$

Con esto podemos observar que la deflexión en este caso es menor que cuando aplicamos esa misma fuerza sobre cada uno de los amortiguadores. Si la carga no estuviera centrada entonces tendríamos que calcular la distribución de esa carga en cada uno de los lados.

6.4. Fundamentos de la Barra de torsión

El mecanismo de torsión usado, se basa en una barra larga y de poca sección que tiene la misma función que un amortiguador y que se encarga de “comunicar” las ruedas de un eje para actuar en el caso de que debido a las irregularidades del terreno, exista una descompensación entre ambas y así estabilizar el coche, endureciendo el lado hundido y elevándolo, consiguiendo así un comportamiento más lineal del mismo durante la conducción.

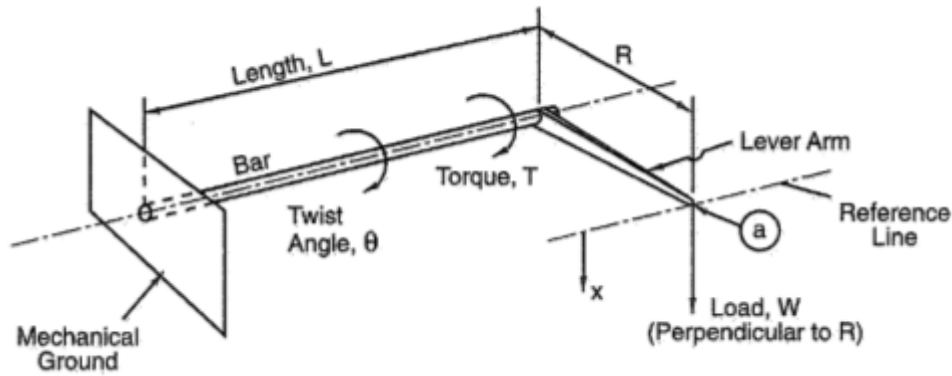


Fig. Mecanismo de la barra de torsión

La barra ya mencionada trabaja a torsión y para conseguir que trabaje así debemos de usar un brazo para aplicar la fuerza con una determinada distancia con respecto a su línea central (en el centro de esfuerzos cortantes) y conseguir así este esfuerzo torsor.

Cuando aplicamos una fuerza externa a la barra, el momento resistente experimentado podemos expresarlo en función de la sección de esta, se pueden usar diferentes secciones de barra para el diseño de este elemento, pero nosotros nos vamos a centrar en el perfil redondo, ya que para un radio dado, la geometría circular es la más resistente.

$$M = \pi d^3 f / 16 \text{ (Nm)} \quad f = 16WR / \pi d^3 \text{ (Pa)} \quad f / WR = k \rightarrow k = 16 / \pi d^3 \text{ (Pa/Nm)}$$

6.4.1. Ratio de amortiguación – Barra de torsión

El ratio de amortiguación lineal, S , de una barra de torsión es la carga por unidad de deflexión que existe en el final del brazo:

$$S = W/X$$

Esta expresión es una buena aproximación para bajos valores de giro del brazo, si tuviera una gran deflexión necesitaríamos métodos de cálculos más exactos y extensos (fuera del objetivo de este documento).

Este ratio será necesario para el cálculo del ratio de instalación de la barra de torsión. Otro dato necesario será el modulo cortante del material, que al igual que se ha citado previamente, dependerá del método de fabricación del mismo y se puede usar un valor aproximadamente válido en caso de desconocimiento de $11 \cdot 10^6$ psi.

6.5. Ratio de Instalación

El ratio de instalación es el factor que tiene que ver directamente con la carga que se transmite desde el sistema de amortiguación hacia la rueda y viceversa. Este ratio es un

concepto geométrico que tiene que ver con el cambio de longitud en los elementos del vehículo por medio de un movimiento del centro de la rueda.

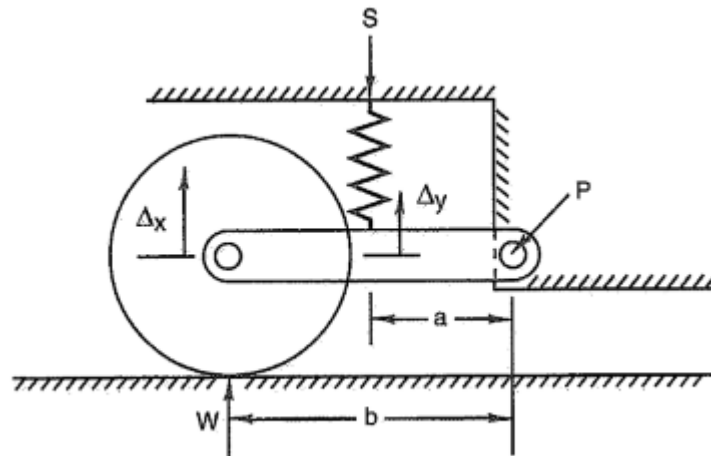


Fig. Ratio de instalación

Como podemos observar en la figura, el brazo está girando con respecto al punto P que corresponde al bastidor, el amortiguador actúa a una distancia "a" y el centro de la rueda está a una distancia "b", conforme la rueda se mueve verticalmente, entonces el muelle se comprime.

El ratio de instalación define la cantidad de compresión del muelle con el movimiento de la rueda, además del desplazamiento también está relacionado con la fuerza que se realiza.

Este ratio varía conforme la suspensión va amortiguando ya que se produce un cambio en la geometría con respecto a la geometría inicial, pero podemos suponer que el cambio que se produce es suficientemente pequeño para eliminar el término que hace referencia a este cambio del ratio.

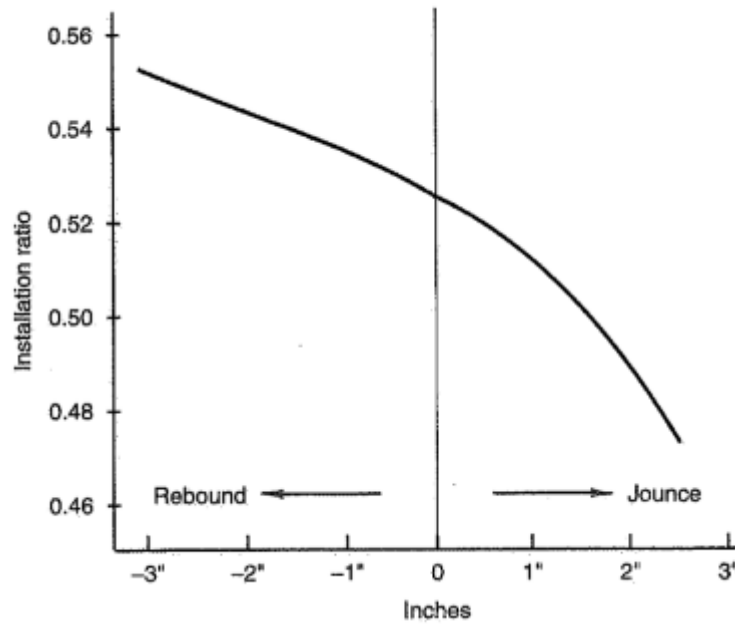


Fig. Cambio del RI tras amortiguar

Ahora podemos decir que el ratio geométrico viene dado por la siguiente expresión:

$$K_w = K_s (IR)^2$$

Siendo:

- K_w = es el ratio de la rueda ante el desplazamiento
- K_s = es el ratio de amortiguación del sistema

Cabe mencionar que el caso anteriormente expuesto es uno básico puesto que es en dos dimensiones y un solo movimiento de ángulo, en capítulos posteriores abordaremos el cálculo más extenso de este, dependiendo de nuestra geometría de vehículo y ya en tres dimensiones.

Homológamente al cálculo del ratio en la amortiguación nos encontramos con el mismo con el fenómeno de la barra de torsión:

$$K_w = \frac{K_b I_b^2}{57.3}$$

Donde:

- K_b = es el ratio de la barra de torsión
- I_b = Es el ratio de instalación de la barra de torsión

7. Desarrollo del sistema de la dirección para el prototipo FS-UPCT-2016E

El objetivo de este capítulo es el de diseño y optimización del sistema de dirección para el prototipo del año 2016 del UPCT Racing Team, esto se verá afectado en mayor o menor medida por la experiencia transmitida mediante Know-how, por parte del anterior encargado de realizar este sistema y que transmitió parte de sus conocimientos al autor del presente documento. Inicialmente veremos las consideraciones iniciales y algunos de los cálculos básicos, usándolo como base con el objetivo de contemplar la optimización del sistema en los puntos que esta sea posible y llegar a un diseño más óptimo aprovechando el mismo del monoplaza anterior.

7.1. Sistema de dirección: consideraciones iniciales

Antes de diseñar el sistema de dirección tenemos que tener claro su uso. El uso de este tipo de sistemas es el de guiar el vehículo a lo largo del circuito según le indique el conductor.

Una vez dicho esto, podemos afirmar que el propósito principal del sistema es el de capacitar al coche para la toma de curva.

Como hemos visto anteriormente, el ángulo de Ackermann nos indica cómo va a ser el comportamiento de las ruedas en el paso por curva, relacionando los radios de giro de ambas. Además de este tenemos otra multitud de parámetros de los cuales debemos considerar unos valores iniciales que definan a grandes rasgos nuestro vehículo:

- *Ancho de vía*, el valor del ancho de vía de este prototipo es de 1090 mm, lo que supone una reducción en el ancho de vía con respecto al coche anterior que tenía alrededor de los 1350 mm, con esto buscamos un comportamiento mejor en aceleración, para así maximizar la característica que define los coches propulsados eléctricamente (aceleración).
- *Batalla*, el valor de diseño inicial de batalla es de 1700 mm, esto también supone un incremento con respecto al prototipo anterior que tenía una batalla un poco superior a 1500 mm, el motivo de este aumento va de la mano del anterior, visto que el radio de curvatura máximo que debemos superar es de 4.5m de radio y

que según los cálculos disponíamos de menos de 3 m de radio, se decidió sacrificar este radio de curvatura en favor de un coche más competitivo en recta.

- El *ángulo de Ackermann* se dispone en inicialmente en geometría Ackermann puesto que, aunque es un coche de carreras, no llegamos a alcanzar una gran velocidad punta, por esto nos conviene una geometría Ackermann en lugar de paralela o inversa para un mejor comportamiento en curva.
- Se considera que el giro del volante es de 360° en total, que se dividen simétricamente en 180° a cada lado, teniendo en cuenta que la cremallera se bloquea a partir de tal valor y que nuestro valor de diseño inicial para la relación de giro de volante/ giro del piñón es de 1, también cabe mencionar que en un monoplaza de competición no se debe sobrepasar este valor.

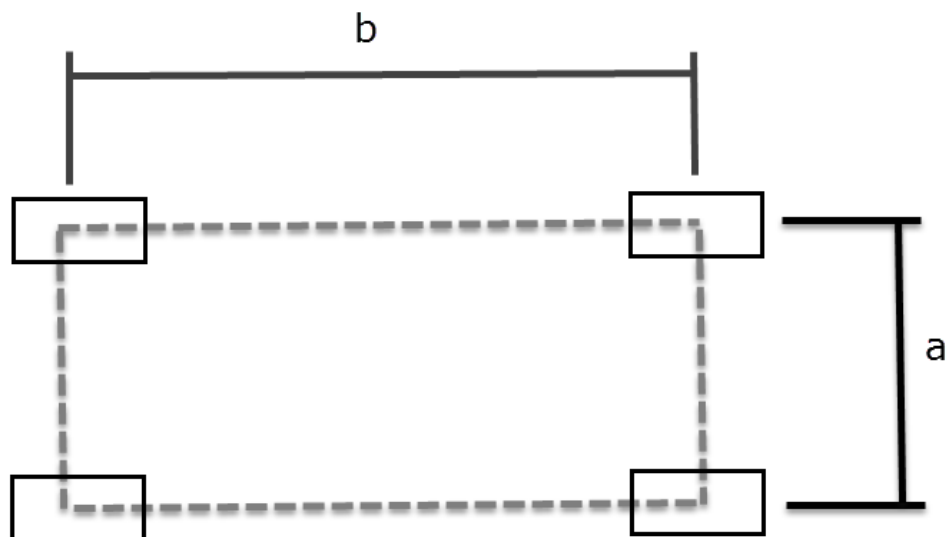


Fig. Dimensiones del vehículo

En la figura anterior podemos ver gráficamente las dimensiones del ancho de vía (*a*) y la batalla (*b*). Las cuales han sido una de las variables conocidas previamente al diseño del sistema de dirección.

7.2. Diseño del punto de los tirantes

El primero de los elementos que vamos a estudiar es el punto al que va el tirante de la dirección junto con la rótula en la geometría de la mangueta.

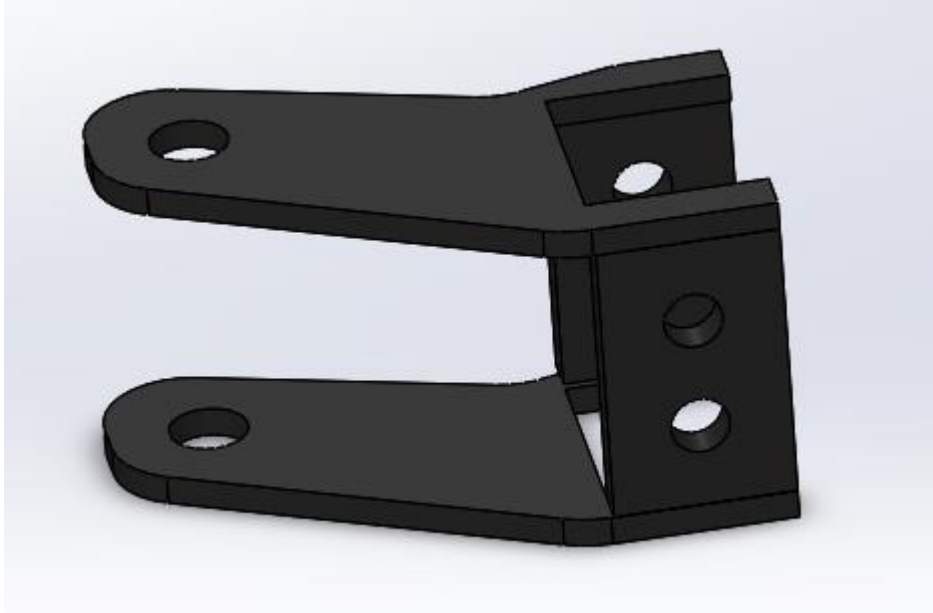


Fig. Pieza diseñada para colocar el punto de tirantes

En primer lugar, tenemos que ver el giro máximo que tenemos en el extremo, esto es 180°. Ahora vemos la relación que viene dada por el fabricante de desplazamiento lineal en la cremallera (90 mm) por cada 360° de giro del piñón, esto da un ratio de desplazamiento de:

$$\delta = \frac{90 \text{ mm}}{360^\circ} = 0,25 \text{ mm/}^\circ$$

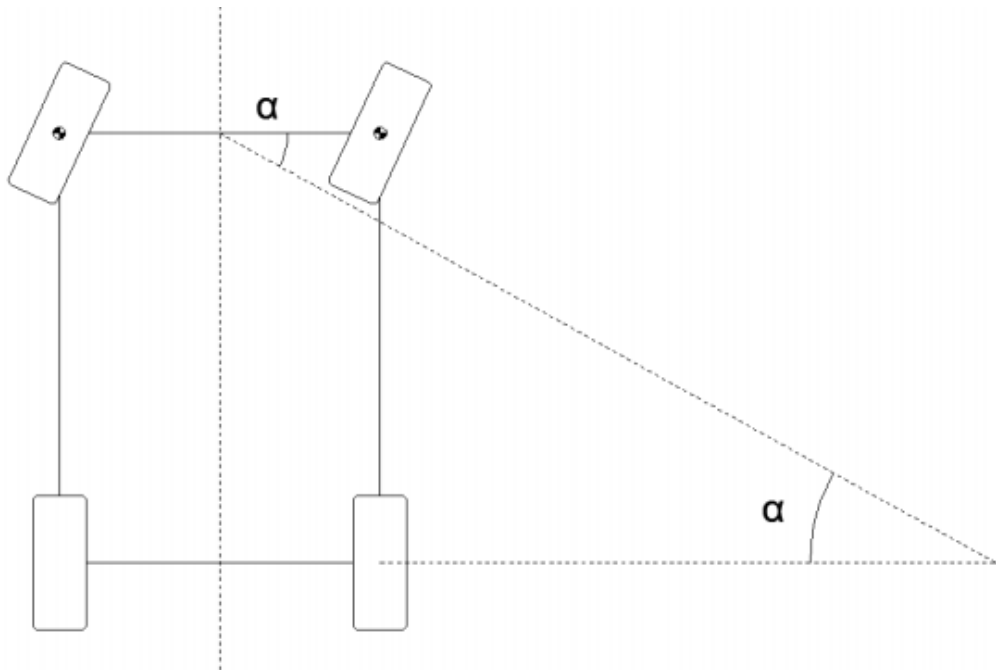


Figura . Ángulo girado por las ruedas con ángulo girado por el vehículo

El siguiente dato necesario es la distancia del tirante al centro de la rueda, tendremos en cuenta que este cálculo es válido para pequeñas variaciones de ángulo pero que para ángulos más grandes puede complicarse mucho el método de cálculo, esto podemos obviarlo si nuestro diseño cumple sobradamente con la normativa.

Pasamos ahora a definir la relación matemática que tiene este ángulo con el radio de giro, para ello contamos con dos triángulos rectángulos:

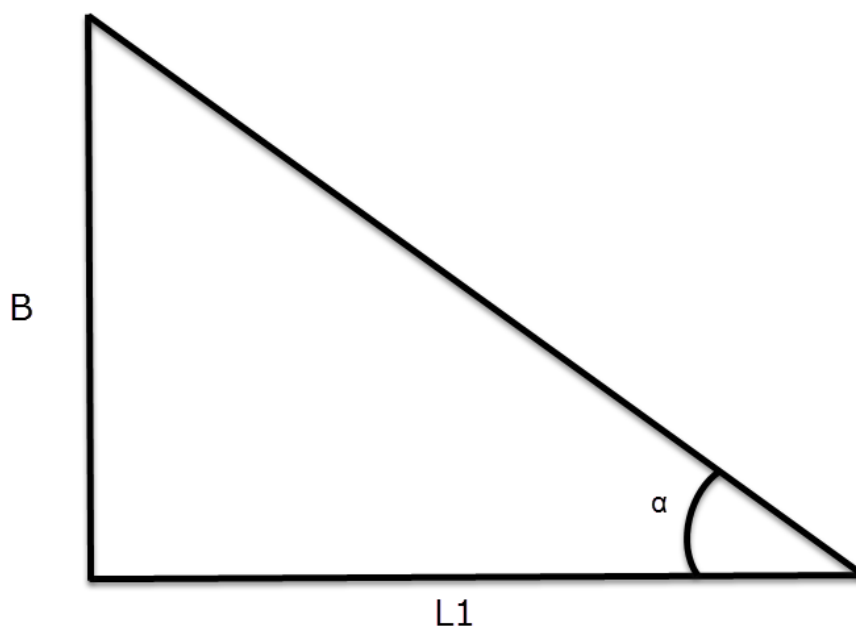


Figura . Triángulo de batalla y ángulo de giro

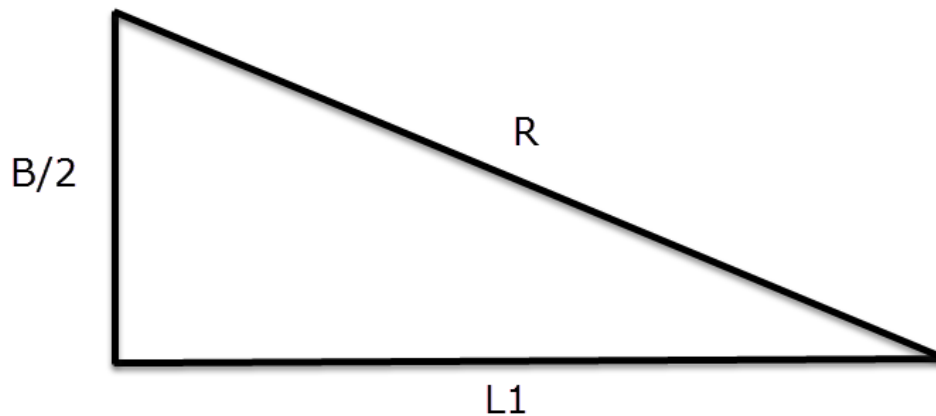


Figura . Triángulo de semi-batalla y radio de la curva

Donde:

- B, es la batalla del vehículo
- R, es el Radio de la curva
- α , es el ángulo de giro del vehículo
- L1, es la distancia desde el centro del eje trasero hasta el punto de giro

Del primer triángulo obtenemos la relación:

$$\operatorname{tg}(\alpha) = \frac{B}{L_1}$$

y del segundo:

$$R^2 = \frac{B^2}{4} + L_1^2$$

$$L_1 = \sqrt{R^2 - \frac{B^2}{4}}$$

Se sustituye el valor de L1 en la primera ecuación:

$$\operatorname{tg}(\alpha) = \frac{B}{\sqrt{R^2 - \frac{B^2}{4}}}$$

$$\operatorname{tg}(\alpha) = \frac{1}{\sqrt{\frac{R^2}{B^2} - \frac{1}{4}}}$$

Con esto obtenemos la relación entre R, B y α . Ahora con una regla trigonométrica básica obtenemos la distancia D, relacionándola con el ángulo citado y con la distancia del desplazamiento lineal de la cremallera:

$$\operatorname{tg}(\alpha) = \frac{d}{D}$$

Si relacionamos estas dos últimas fórmulas y despejamos, obtenemos que:

$$D = d \sqrt{\frac{R^2}{B^2} - \frac{1}{4}}$$

Con esta igualdad, obtenemos la relación entre el radio que se desea obtener, R, y la distancia de la bieleta al centro de la rueda D.

Hasta aquí se ha reutilizado el proceso de cálculo utilizado por Guillermo González.

Ahora obtenemos la distancia D a la que se encontrará la bieleta:

$$D = 44,5 \sqrt{\frac{4000^2}{1700^2} - \frac{1}{4}} = 102,31 \text{ mm}$$

Para tener seguridad en el giro, hemos dado un valor de 4 m de radio de giro, con ellos elegimos una distancia de 100 mm, que adaptaremos a la mangueta mediante una pieza con la misión de cambiar y conseguir un mayor radio de curva con una fácil intercambiabilidad.

A continuación se adjunta una tabla con diferentes valores de los diferentes parámetros que va tomando la dirección en el desarrollo del giro del volante.

Giro del volante(grados)	Avance de bieleta (mm)	Giro de rueda (grados)	Tangente (giro de rueda)	Radio de curva (cm)
15	3,707079331	2,653102123	0,046338492	3727,03541
30	7,414158662	5,294875297	0,092676983	1896,462973
45	11,12123799	7,914278165	0,139015475	1288,647957
60	14,82831732	10,50082655	0,185353967	986,4233787
75	18,53539666	13,04482909	0,231692458	806,3550856
90	22,24247599	15,53757672	0,27803095	687,2988471
105	25,94955532	17,9714787	0,324369441	603,0511905
120	29,65663465	20,34014284	0,370707933	540,5119602
135	33,36371398	22,63840227	0,417046425	492,4050483
150	37,07079331	24,86229487	0,463384916	454,3665871
165	40,77787264	27,00900376	0,509723408	423,6213256
180	44,48495197	29,07676841	0,5560619	398,3207601

7.3. Estimación de cargas

La estimación de cargas de cualquier elementos o sistema es un proceso duro en el que no podemos descuidarnos puesto que hay que tener en cuenta muchas consideraciones y factores que podemos despreciar sin que apenas afecte al resultado, con los cálculos correctos podemos llegar a un resultado bastante aproximado a la realidad.

Hay varios métodos de resolución para obtener las cargas que aplicamos a nuestro sistema de dirección hacemos un cálculo analítico sencillo de la fuerza generada en la mangueta para que la rueda vuelva a su sitio, como método de comprobación optamos por escoger este valor de las tablas proporcionadas por el libro de diseño de dinámica de coches de los hermanos Milliken.

En este primer método analizamos la geometría de la fuerza que se genera en la mangueta debido al punto de dirección. Para esto usamos la distancia a la que se encuentra este punto comparándola con la distancia que forma el eje Kingpin con el punto de contacto. Esta distancia crea un momento que previamente hemos mencionado como Torsor re-alineante.

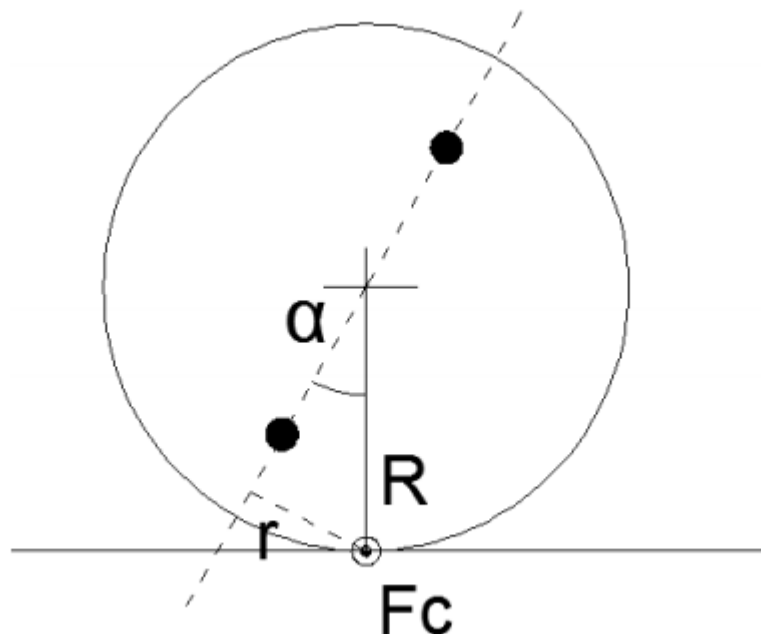


Fig. Relación del torsor de re-alineación con la fuerza del neumático.

Como hemos mencionado, la fuerza en α es debida a un momento:

$$M_{\alpha} = F_c * r$$

La estimación del reparto de pesos es de (40-60 %) y el peso estimado es de 280 Kg.

También debemos estimar un coeficiente de rozamiento (μ) aproximado tomamos un valor de $\mu=1,1$ que puede ser una buena aproximación.

Ahora estamos en condición de calcular la fuerza de rozamiento que se genera sobre el neumático, siendo esta igual al producto del porcentaje de masa multiplicada por el coeficiente de fricción.

$$F_c = 2746,8 N * 0,4 * 1,1 = 1208,59 N$$

A continuación hallamos la distancia, r , a través del ángulo Kingpin tomado y el radio del neumático usado, a partir del triángulo que forman como podemos ver en la figura:

$$r = \sin(\alpha) * R = \sin(8^{\circ}) * 266,7 mm = 37,117 mm$$

Ahora que ya tenemos la fuerza en el punto de contacto del neumático y la distancia de esta fuerza al eje Kingpin podemos hallar la fuerza que se crea en la rueda de sentido opuesto:

$$M_{\alpha} = F_c * r = 1208,59 N * 37,12 mm = 44,86 Nm$$

El modelo que tomamos para asemejar a nuestro coche en el segundo método de cálculo no es exactamente el mismo pero, podemos observar que el comportamiento es parecido en determinados modelos con unos parámetros similares por lo que escogemos el que más se asemeja al nuestro, además se tiene en cuenta muchas suposiciones para tener una gráfica lineal y no introducir una gran cantidad de ruido y datos atípicos debido a las no linealidades del proceso, pero que en cambio resulta en una buena aproximación:

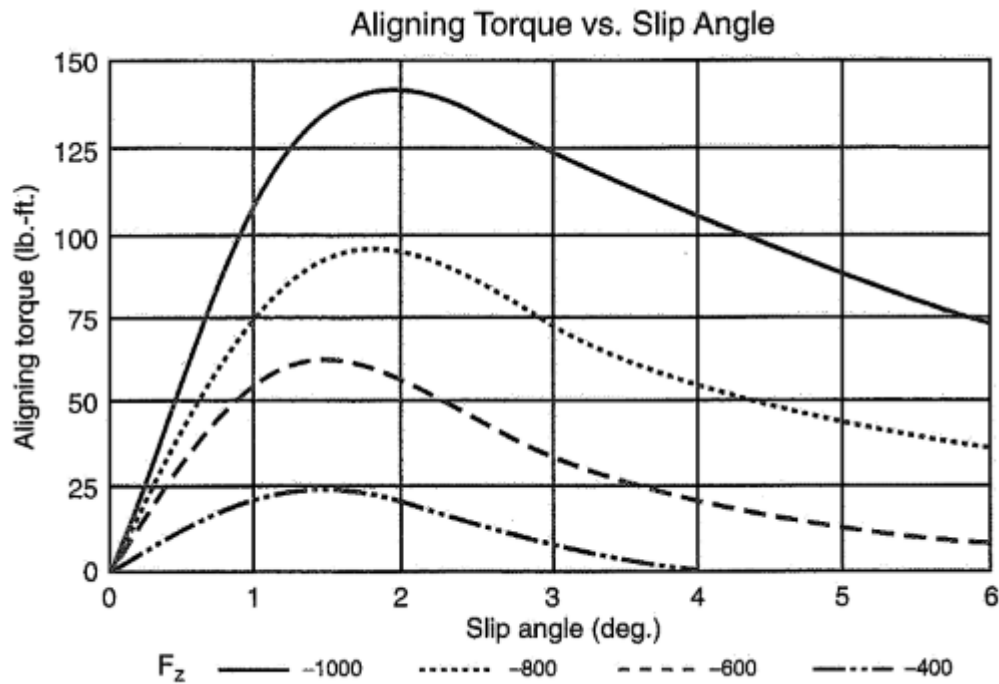


Figura . Momento alineante en función del ángulo de deriva y peso

Esto nos da un valor de unos 45 Nm, este valor es ligeramente superior al resultado obtenido en el método analítico de 44,86 Nm, pero para asegurarnos de posibles no linealidades debidas a temperatura de neumáticos, desgaste y diferentes características del trazado tomamos un valor de 50 Nm, dando así un margen de seguridad en nuestros cálculos.

7.4. Cálculo de esfuerzos

El momento de alineación del apartado anterior podemos considerarlo como la carga que va a generar los esfuerzos en nuestro sistema.

Ante este momento alineante debemos tener otro momento que se oponga a este giro de la rueda y que es finalmente transmitido a las manos del piloto, pero que es soportado por los diferentes elementos del sistema.

Este momento mencionado vendrá dado por la distancia calculada previamente como la que hay entre el punto de conexión de los tirantes y la mangueta, esto nos da una fuerza igual a:

$$F_e = \frac{M_a}{d} = \frac{50 \text{ Nm}}{100 \text{ mm}} = 500 \text{ N}$$

Con esto decimos que la sollicitación de la bieleta es de una fuerza axial de 500 N. Además contamos con una rótula en los extremos, lo que supone que únicamente tendremos esfuerzos normales.

Para los esfuerzos soportados por la cremallera, podemos suponer a priori que aguantará sin problemas puesto que el fabricante la vende como un elemento para vehículos mucho más pesados.

Haciendo un breve y para ver el esfuerzo que este elemento transmite a sus elementos adyacentes, sabemos que el radio del piñón es 14,16 mm, calculando:

$$M_c = F_e * R_{\text{piñón}} = 500 \text{ N} * 14,16 \text{ mm} = 7,08 \text{ Nm}$$

Como hemos mencionado anteriormente, este será el esfuerzo al que estén sometidos:

- Columna inferior
- Junta Cardan
- Quick-Release
- Volante

Todos estos elementos sufrirán este mismo esfuerzo en forma de par torsor.

7.5. Diseño de la columna

Previamente al cálculo debemos seleccionar el material que usaremos para realizar los cálculos, contemplamos dos posibles soluciones:



Fig. Tubos de fibra de carbono

La primera opción es el uso de la fibra de carbono, debido a su alta resistencia además de su ligero peso, el principal inconveniente es el método de unión. Durante el curso se ha ensayado este tipo de material con su unión, se explica en capítulos posteriores. Otro inconveniente para la selección de este material es la diferencia de precio con respecto a la otra opción.



Fig. Tubos de acero

La otra opción de material que contemplamos es del acero, las ventajas de este material son la manejabilidad que tenemos a la hora de fabricación y su precio en comparación con el carbono, tiene un menor límite elástico y un mayor peso, aunque está más comercializado y podemos encontrarlo más fácilmente, disponemos de tres tipos de este tubo, que se diferencia en su límite elástico con 235, 275 y 355 MPa.

La decisión final ha sido la del acero, aunque se ha empezado a explorar la posibilidad de usar la fibra de carbono, para implantarla tan pronto como sea posible, en cuanto se encuentre el proceso correcto de unión para este material.

Al disponer de elementos comerciales del prototipo anterior que se van a reutilizar, se deben tener en cuenta a la hora de dimensionar la columna, este elemento va unido por

un extremo a la junta cardan o junta universal y por el otro a la cremallera, ambos elementos comerciales y reutilizados. Si nos fijamos en las partes de unión de los mismos, el diámetro interior de la junta cardan es de 18 mm y el diámetro exterior de la unión de la cremallera de 18 mm.

Con esto tenemos un perfil con el que diseñar nuestro sistema de dirección, que es el de 18mm de diámetro exterior y 15 mm de diámetro exterior.

La columna de dirección, como ya hemos dicho, está siendo solicitado por un par torsor, por:

$$\tau = \frac{T r}{J}$$

En donde:

- T, es el par torsor en cuestión
- r, es el radio exterior del perfil
- J, es el momento de inercia del perfil
- τ , es la tensión tangencial debida a la torsión

De los aquí nos falta por hallar J:

$$J = \frac{\pi}{32} (D_{ext}^4 - D_{int}^4) = 5335,9 \text{ mm}^4$$

Con este valor de J, obtenemos un valor para la tensión tangencial:

$$\tau = \frac{T r}{J} = \frac{7,08 \text{ Nm} * 9 \text{ mm}}{5335,9 \text{ mm}^4} = 11,94 \text{ MPa}$$

Ahora usamos la fórmula de Von Mises para ver la tensión total del material, que al no tener ningún esfuerzo de tipo axial se nos reduce a:

$$\sigma = \sqrt{3} \tau_{xy} = 20,68 \text{ MPa}$$

Lo que nos supone un coeficiente de seguridad de:

$$\eta = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma} = 17,17$$

Con esto podemos asegurar la seguridad de la columna ante el fallo por fluencia.



Fig. Montaje del quick release, junta cardan y columna del sistema de dirección.

En este diseño se ha cambiado el elemento de la columna superior, eliminando conexiones intermedias y así eliminando la holgura que introducía esa conexión. La nueva pieza, esta soldada a la parte macho del quick release, prolongando este hasta la junta cardan.

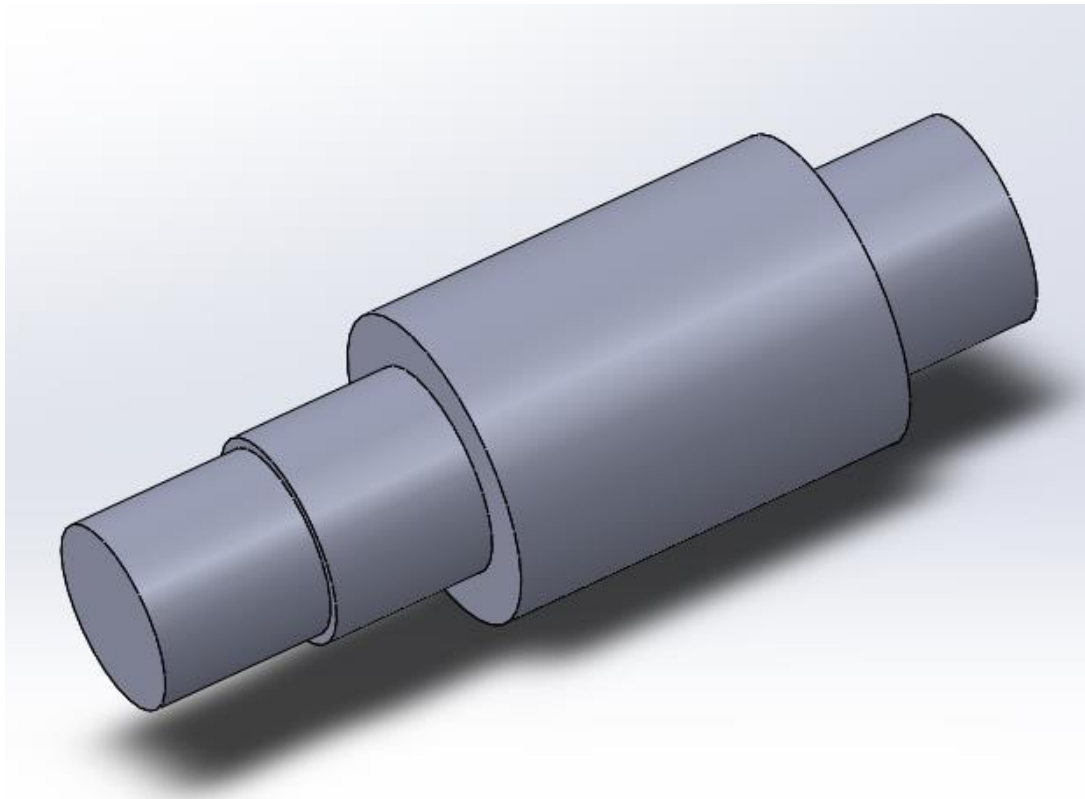


Fig. Pieza adaptador de quick release

La pieza que vemos en la figura superior, es la que contiene los dos rodamientos que se encargan de un giro preciso y suave de la columna de la dirección, además esta soldada en uno de sus extremos al quick release y en su otro extremo unido a la junta cardan, se han colocado para eliminar uno de los grados de libertad del volante, dándole una cierta separación de 40 mm, la eliminación de este grado de libertad se verá más adelante en el estudio ergonómico de la conducción.

También podemos observar el cambio de sección intermedio que sirve para mantener los rodamientos en su posición asegurando que no se mueven en el interior del alojamiento además de mantener la distancia entre ambos constante.

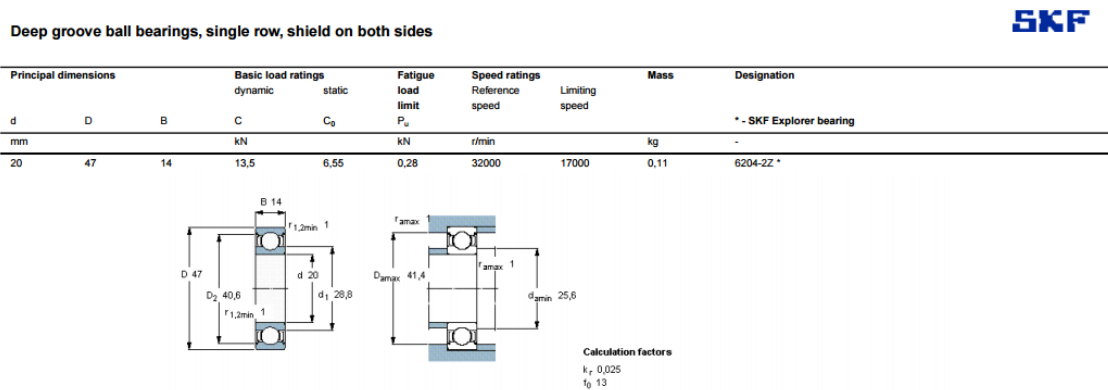


Fig. Hoja de características del rodamiento usado

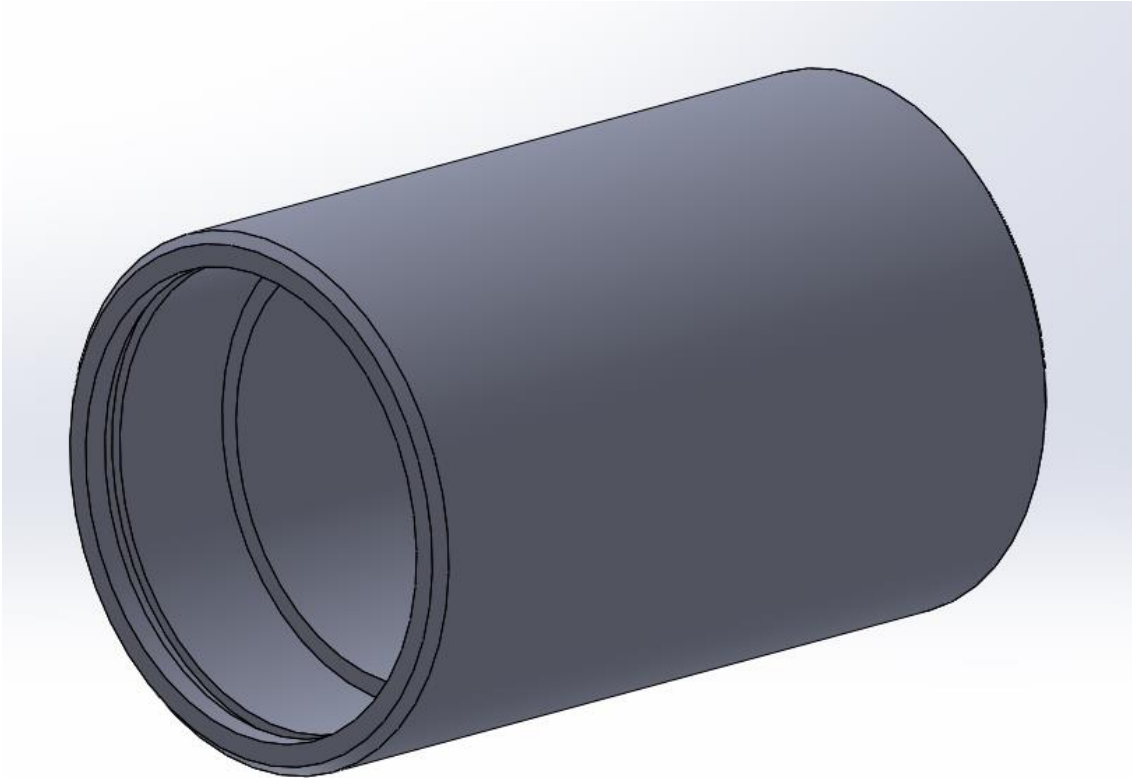


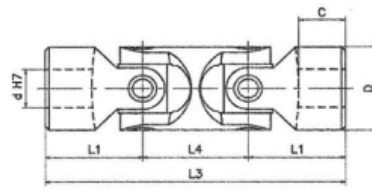
Fig. Alojamiento de los rodamientos

Aquí podemos observar el alojamiento de los dos rodamientos mencionados anteriormente, a pesar de que estos entran con apriete de una décima, se le ha otorgado una ranura en la que se insertará un anillo de retención como medida de seguridad, en el caso de que se afloje el apriete debido principalmente a las vibraciones.



Fig. Disposición de la junta cardan

UJDN Properties	
Maximum working angle	90 degrees
Maximum speed	4000 rpm
Maximum power	40 kW
Maximum torque	200 Nm



Dimensions in mm

RS Stock No	Mfr part No.	Bore d	Dia	Overall length	Pivot to face centre	Pivot to pivot centre	Hub Length	Weight
		H7	D	L3	L1	L4	C	KG
7906807	UJDN22X10	10	22	74	24	26	12	0.15
7906801	UJDN25X12	12	25	86	28	30	13	0.25
7906810	UJDN28X14	14	28	96	30	36	14	0.40
7906813	UJDN32X16	16	32	104	34	36	16	0.45
7906817	UJDN36X18	18	36	114	37	40	17	0.70
7906826	UJDN42X20	20	42	128	41	46	18	1.00
7906829	UJDN45X22	22	45	145	47.5	50	22	1.55
7906823	UJDN50X25	25	50	163	54	55	26	2.00

NB: Protective gaiters are unnecessary for most applications.

Fig. Ficha técnica de la junta cardan seleccionada

El último elemento que nos queda por estudiar su posicionamiento es la junta cardan, como podemos ver en su ficha técnica el máximo ángulo e funcionamiento es de 90° (45 grados por cada una de las etapas), además vemos que el diámetro interior corresponde con el diámetro exterior del tubo utilizado para la columna inferior, lo que nos facilita la conexión entre ambos elementos. Además como podemos observar en la foto de la disposición de este elemento, en la disposición se ha evitado exceder los grados indicados por el fabricante, distribuyendo equitativamente los grados en cada una de las etapas.

Esta disposición unida a la posición que tenía que tener la cremallera, para obtener el ackermann deseado, nos ha causado un problema a la hora de montaje.

Cuando se realizaba el movimiento de giro, al ser un montaje tan compacto, la columna inferior era larga, lo que introdujo flexión en el extremo que conectaba con la junta cardan.

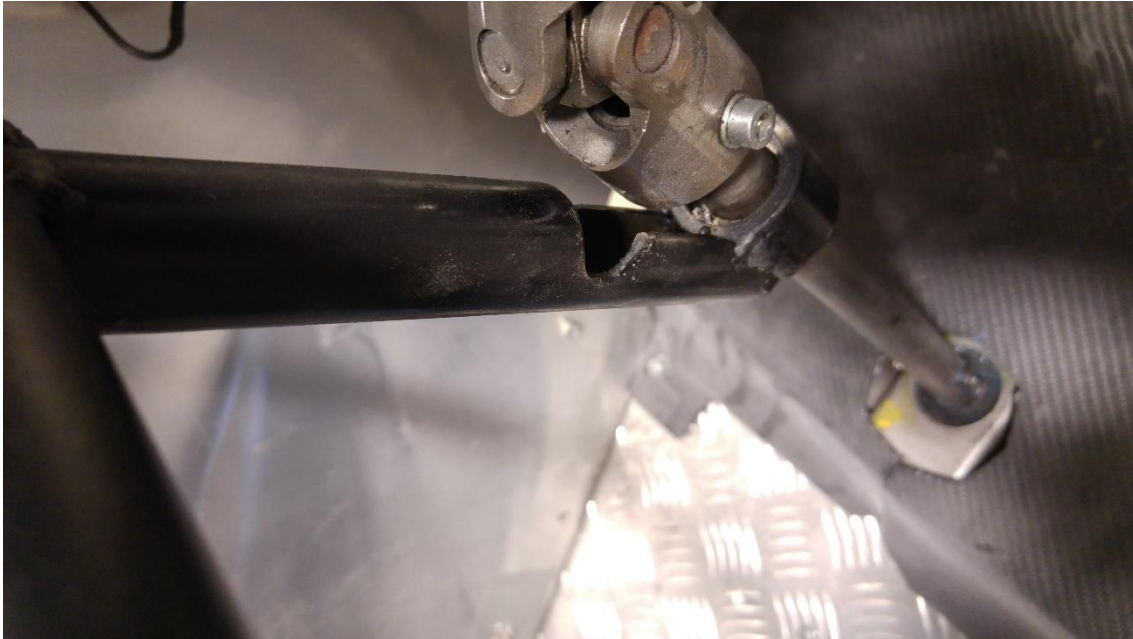


Fig. Sistema de solución a la flexión

Este problema surgido durante el montaje fue solucionado con una barra, aprovechando la existencia de una barra no estructural por la parte superior, con un alojamiento en el que se encontraba un rodamiento de rodillos, esto proporcionaba la rigidez necesaria al sistema, para eliminar esta pequeña flexión y las vibraciones que ello hubiera conllevado.

7.6. Cremallera

A la hora de seleccionar la cremallera, se estudió la posibilidad de comprar una nueva, o reutilizar la del diseño anterior.

Se ha optado por reutilizar este elemento, para abaratar costes y aportarlo a otra parte del vehículo, en el caso de haber comprado este elemento, la opción más óptima, hubiera sido la de la cremallera ofertada por Formula Seven, pues esta tiene un menor peso y aunque un menor recorrido también, es de mayor precisión además de la opción de poder incorporar un sensor, con el fin de la toma de datos en conducción.



Fig. Cremallera de tenroj, utilizada en el sistema

Además se ha incorporado un soporte sobre el que se ancla la cremallera. Este soporte va soldado al chasis del coche y está dotado de tres posiciones con el fin de modificar el ángulo de Ackermann según las preferencias del piloto.

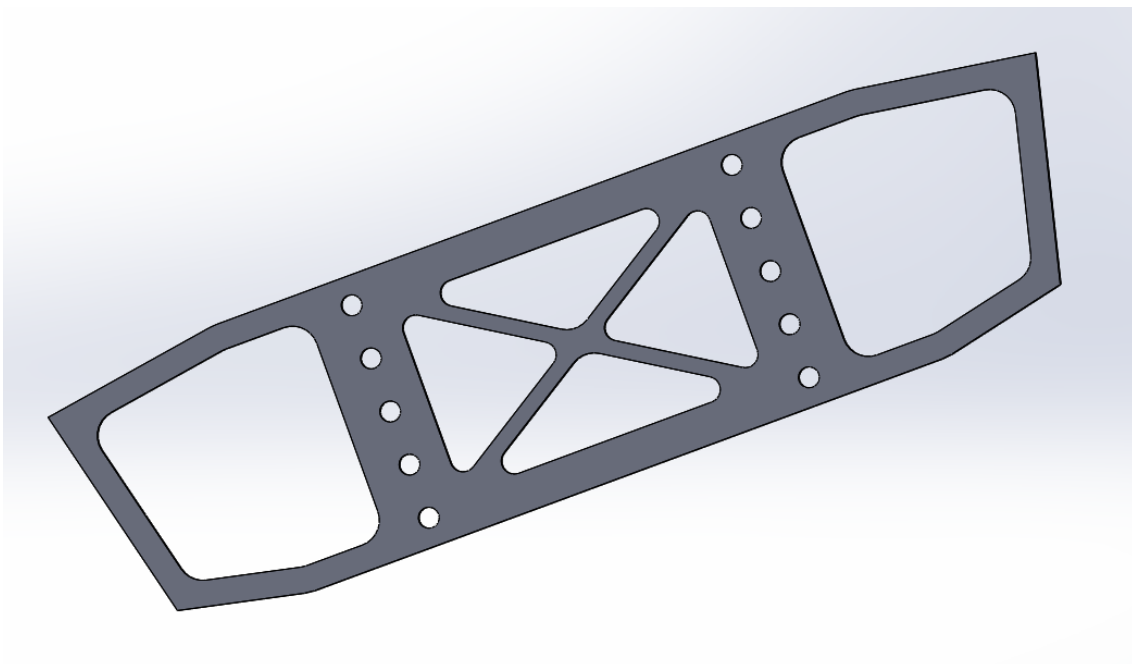


Fig. Soporte de la cremllera

Además este soporte se ha simulado a flexión, para comprobar que realmente aguenta con el peso de la cremallera.

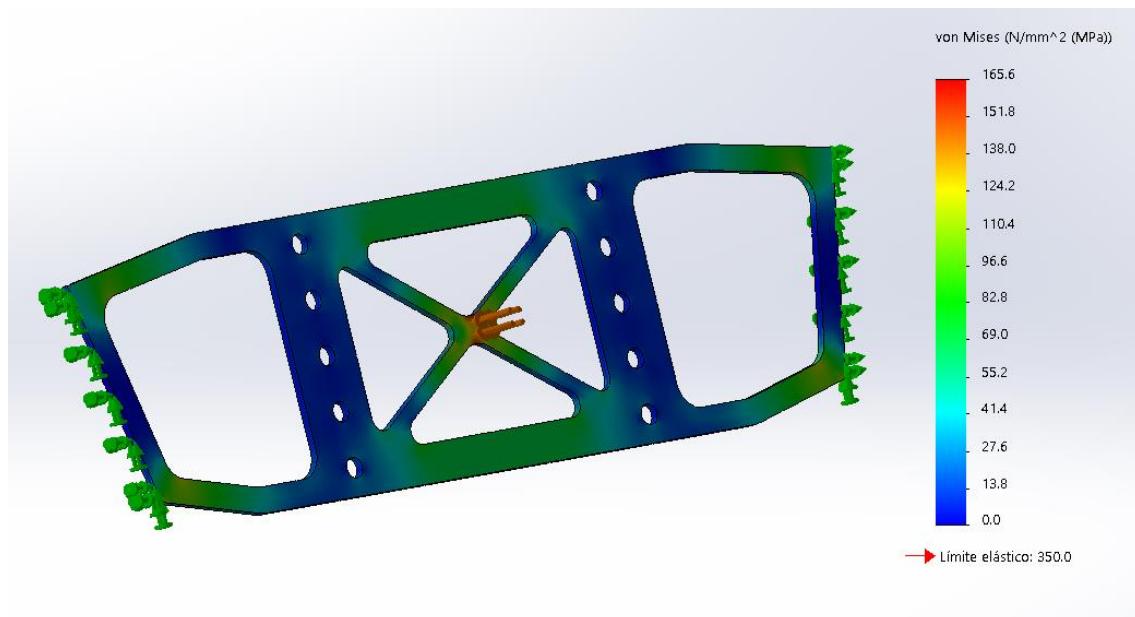


Fig. Simulación del soporte

Además la fuerza aplicada ha sido en el punto que mayor flexión se produce, en lugar de estar uniformemente distribuida, lo que nos da un caso más desfavorable. Como podemos observar, aun así obtenemos una tensión máxima de 165,6 MPa lo que nos da un coeficiente de seguridad mayor de 2.

7.7. Tirantes de dirección

Los tirantes se verán dividido en dos partes, la primera de ellas comercial, y con la que nos aseguramos que aguanta los esfuerzos requeridos sobradamente y la segunda es una pieza de aluminio, diseñada para cubrir la falta de longitud de la primera pieza.



Fig. Bieleta comercial

Este primer elemento, tiene conexión directa con la cremallera, este elemento comercial pertenece originalmente a un coche del modelo Twingo de la marca Renault. Al tener que usar este elemento necesitamos usar un adaptador posterior para alcanzar el punto de unión a mangueta.

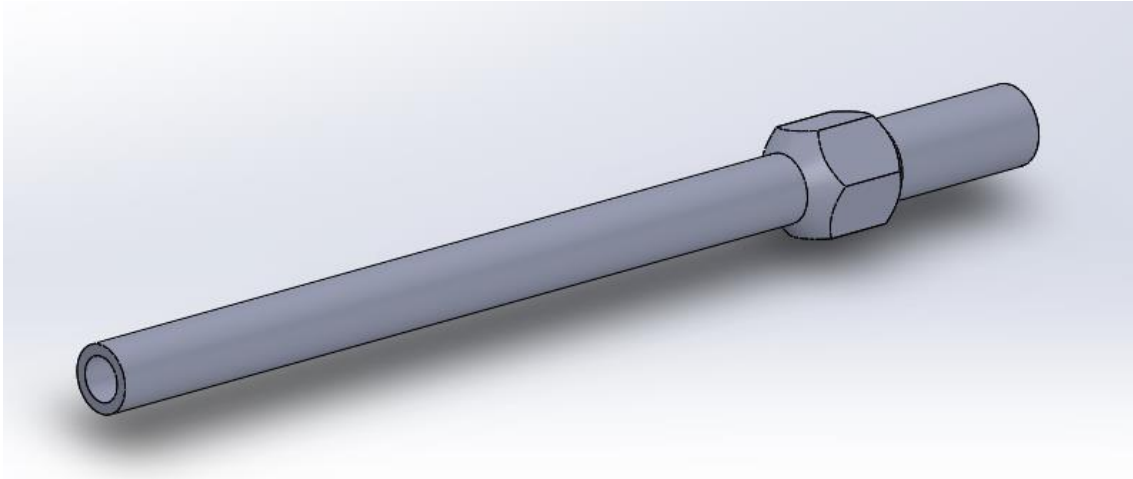


Fig. Modelo 3D de la segunda pieza del tirante

Esta segunda pieza sirve como adaptador, llegando a la longitud de brazo requerida, además actúa como regulador de la convergencia de las ruedas, gracias a su doble roscado interior.

Podemos dividirla en tres zonas: la de sección más ancha que va roscada con la pieza comercial que hemos mencionado en el apartado anterior y va roscada a derechas, la segunda sección de forma hexagonal que nos da la capacidad usar una llave en ese punto para ayudarnos al montaje y desmontaje, puesto que puede subir bastantes cambios ya que es el método de regulación de la convergencia más directo, la última zona que cabe destacar es la de menor sección, esta es la que conecta con la rótula que va a mangueta, al contrario que la primera sección tiene el roscado a izquierdas para evitar que se afloje durante la conducción.

El material de esta pieza es una aleación de aluminio 2014-T6, con un límite elástico de 415 MPa.

El diseño original de este adaptador se le debe a Guillermo González Otón, pues es una pieza reacondicionada a nuestro nuevo diseño, con el anterior modelo ya se comprobó su resistencia, y dado que con el refinamiento de los cálculos obtenemos un mayor coeficiente de seguridad, podemos asegurar a priori que esta pieza va a aguantar, no obstante, realizaremos las simulaciones debidas.

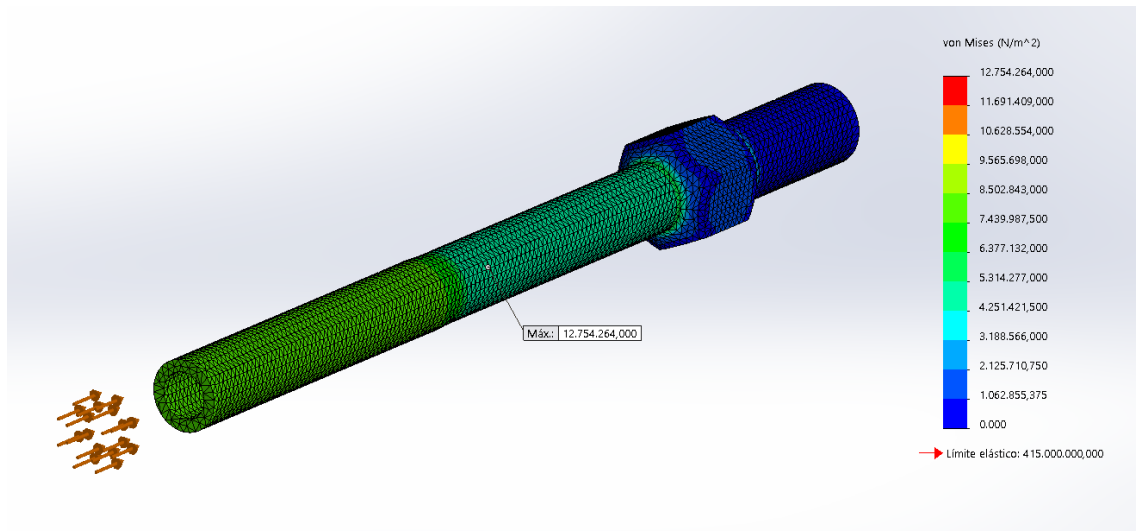


Fig. Simulación adaptador dirección.

Como habíamos anticipado, en las simulaciones se muestra que los esfuerzos solicitados lo aguanta sin problemas, lo que supone un buen diseño.

El método usado para la simulación de diseño es el método de análisis de elementos finitos que utiliza el bloque de simulación de Solidworks. La malla que hemos empleado para la simulación ha sido una malla fina para asegurarnos de la certeza de los resultados, ya que no emplea mucho tiempo en su simulación.

7.8. Estudio de Biomecánica y ergonomía

El objeto del estudio de biomecánica y ergonomía es el problema de las fuerzas transmitidas al volante y su posición óptima.

Podemos afirmar que el volante consta de 4 grados de libertad (GDL): desplazamiento axial, desplazamiento horizontal, desplazamiento vertical y rotación del volante.



Fig. Orientación de los ejes según Reynolds

En primer lugar vamos a tratar los esfuerzos que influyen en el giro del volante, principalmente estos esfuerzos están derivados de las fuerzas de 1er orden que provienen del comportamiento no-lineal de los neumáticos y ruedas, esto crea una vibración sobre el volante que va aumentando hasta un punto crítico, a continuación disminuye, este pico de vibraciones se suele dar en frecuencias de 8-20 Hz, este ruido es el que provoca las vibraciones sobre todo el brazo del piloto y es el mayor causante del cansancio en manos y antebrazos de los pilotos. Los desplazamientos horizontal y vertical los podemos considerar irrelevantes según las afirmaciones de Reynolds, teniendo en cuenta una inclinación del volante con respecto a la perpendicular del plano del suelo de 20 grados y además con la ayuda del sistema de doble rodamiento en la pieza que une el quick release con la junta cardan.

El cuarto grado de libertad, desplazamiento axial, también podemos considerarlo despreciable con la disposición de las manos, si las ponemos en el plano medio y subimos cada una quedando 30 grados de inclinación cada una con este plano. Para que se cumpla esta condición tenemos que asegurar que además el agarre del piloto con el volante debe tener una fuerza suficiente de 2 lb según los datos obtenidos por Reynolds en un experimento en el que participaron 8 sujetos.

El problema de la fuerza de agarre está tratado por diferentes autores, así como otros factores como pueden ser el punto de agarre del volante (anteriormente nombrado), el sexo del piloto o la temperatura entre otros. Podemos decir por las conclusiones de una gran cantidad de estudios, que los únicos que influyen son la fuerza de agarre y la temperatura del volante.

Tratando el tema de la fuerza de agarre, la mayoría de personas usan normalmente, tan sólo el 21% de su fuerza de agarre mientras están conduciendo y eventualmente usan hasta el 31%, además, la temperatura también es un factor a tener en cuenta, pues cuanto mayor es, mejor agarre obtenemos sobre el volante, lo que deriva en menores vibraciones sobre el mismo.

En cuanto a la posición de las manos en el volante, probando con diferentes ángulos con respecto al plano medio, la diferencia es despreciable, aunque siempre situando las manos siempre por encima de este plano. Entre los factores que no afectan a estas fuerzas podemos destacar el sexo o la edad, que no influyen en los agarres o las restricciones ya mencionadas, si no que esto dependerá exclusivamente de las características de cada sujeto de manera individual.

Otra de las condiciones que tenemos que asegurar para poder despreciar estas fuerzas son: la posición de brazos con respecto al cuerpo, debe tener los hombros aproximadamente a la altura del volante o ligeramente superior y con los brazos ligeramente flexionados, en una posición natural.

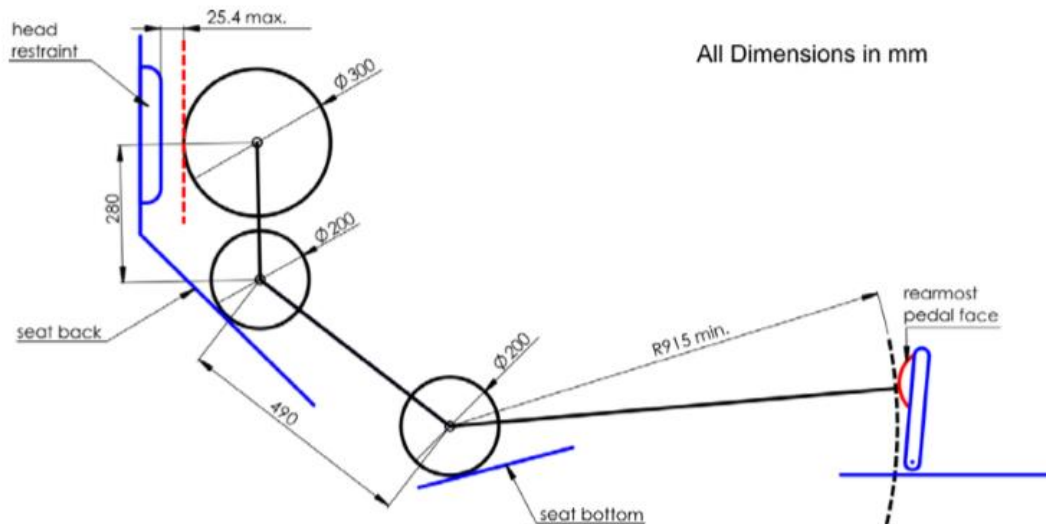


Fig. Posición del piloto según normativa.

Además el volante debe estar inclinado 20° con respecto a la normal del plano del suelo, estos resultados son tomados para coches utilizados en la calle, si lo trasladamos esta posición a la competición, la inclinación del piloto es mayor (va más tumbado) por lo que el volante podríamos inclinarlo unos pocos grados menos de 20° para mantener la relación piloto-volante-inclinación, incluso llegándolo a poner perpendicular al plano del suelo, además recordemos la normativa por la cual el volante no puede sobresalir del habitáculo en ningún punto de giro, por lo que tendremos en cuenta que para la situación de este hay que variar estos parámetros, para cumplir con todas las restricciones ya mencionadas.

Podemos observar en las siguientes figuras, el correcto posicionamiento del volante y las direcciones en las que se han considerado cada uno de los grados de libertad a eliminar.

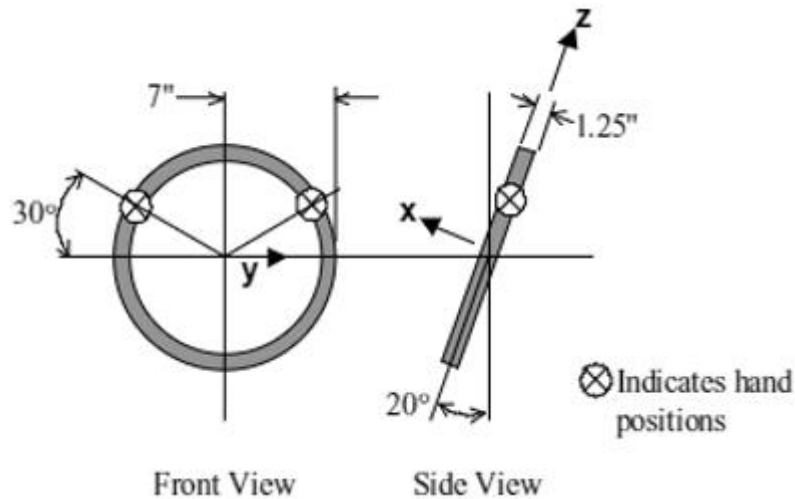


Fig. Disposición del volante y las manos

En este punto, y para nuestro caso particular, tenemos algo a nuestro favor, puesto que las manguetas traseras diseñadas para el monoplaza asemejan los cálculos de ruedas a un modelo más lineal, debido a la adaptación de una disposición de eliminación de grados de libertad de cuadrilátero articulado a un modelo de triángulo más quinta barra. Esto nos ayuda a eliminar en su medida las no-linealidades que provocan el ruido o vibraciones sobre el volante, esto implica únicamente una reducción en la amplitud de onda aunque la banda de frecuencia más perjudicial sigue siendo la anteriormente mencionada de 8-20 Hz, como se muestra en la figura de abajo.

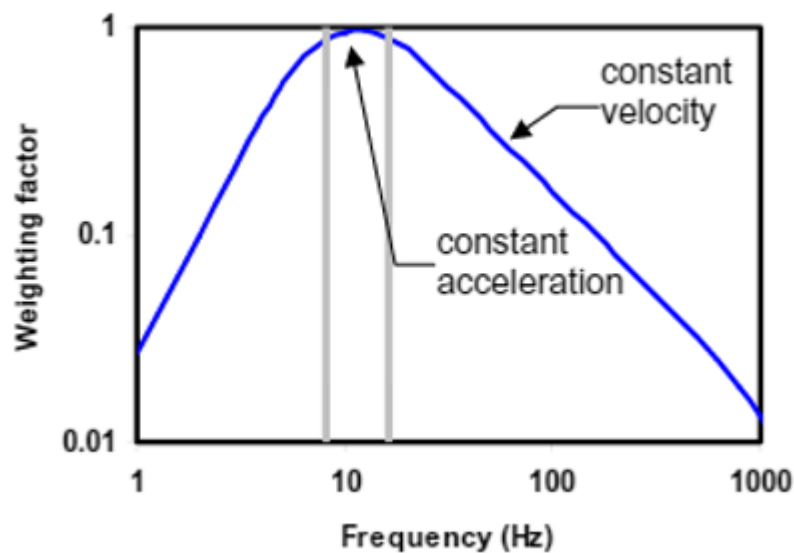


Fig. Factor de peso dependiendo de la frecuencia de las vibraciones que tenemos.

El procedimiento adoptado para la toma de datos es usar un gripper de mano como nos muestra la figura, para asegurar la suficiente fuerza en la mano de agarre del piloto.

Para saber la fuerza que se tiene que vencer hacemos un simple cálculo para saber la K del muelle, la fuerza que tiene que ejercer la mano es $2\text{lb}/21\%=10\text{lb}=5\text{kg}=50\text{N}$

Teniendo en cuenta la ley de Hooke:

$$F = K * \Delta_x$$

Tomamos un desplazamiento entre el punto más abierto y el más cerrado de 10cm, con esto obtenemos una K para el muelle de 500 N/m. Con esto podemos comprar un muelle gripper con una K igual o superior a esta y comprobar que los pilotos en cuestión son capaces de cerrarlo sin dificultades.



Fig. Gripper de mano

Con lo visto anteriormente podemos concluir que un piloto entrenado y con una buena fuerza de agarre sufrirá menos cansancio en las extremidades superiores que otro que tenga una menor fuerza de agarre.

8. Desarrollo del mecanismo de la suspensión

Para montar el mecanismo de la suspensión debemos tener en cuenta varios aspectos fundamentales.

Todo elemento que montemos en nuestro vehículo va unido a un bastidor, que en nuestro caso es el chasis, esto se traduce en esfuerzos en el mismo, por lo que debemos de ser cuidadosos a la hora de montar cada uno de estos para eliminar en la medida de lo posible estos efectos.

Así conseguiremos que el efecto de los elementos de este sistema se minimice en la mayor medida de lo posible.

8.1. Disposición óptima

En cuanto a la disposición que se suele buscar para que se dispongan los amortiguadores es la de uno enfrentado a otro, transversalmente a la marcha del coche.

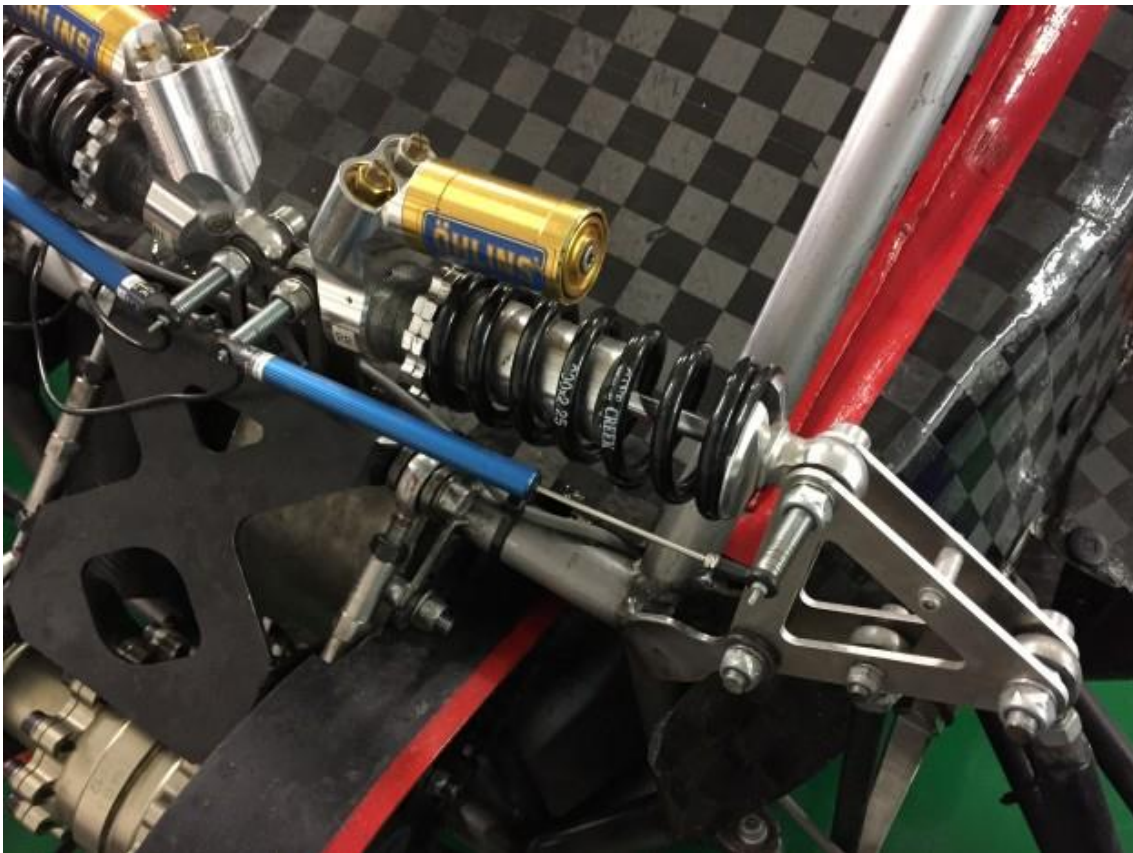


Fig. Disposición idónea de amortiguación.

De esta manera los esfuerzos que derivan de cada uno quedan enfrentados, esto provoca que tengan componente en la misma dirección pero en sentido opuesto. Así conseguimos que los esfuerzos transmitidos a chasis se minimicen en gran medida.

Para la situación de la fijación del punto en el que rotará el balancín, podría ser un punto problemático pues debe tener una cierta separación respecto al chasis para evitar que se produzcan interferencias entre ambos elementos durante el funcionamiento, y esta separación podría causar un momento que supondría un sobreesfuerzo al chasis en ese punto.



Fig. Separación del sistema con respecto a la carrocería

Fig. Comprobación de funcionamiento en el mismo plano en alzado

Además de todos lo considerado anteriormente, nos encontramos ante un sistema no estacionario, puesto que el cambio de geometría va a ser constante a lo largo de su funcionamiento.

Esto nos hace tener en cuenta todos los puntos por los que pasará en funcionamiento para evitar así que en alguno de estos puntos, el sistema pueda ejercer una fuerza de este plano de trabajo y que nos genere esos esfuerzos no deseados.

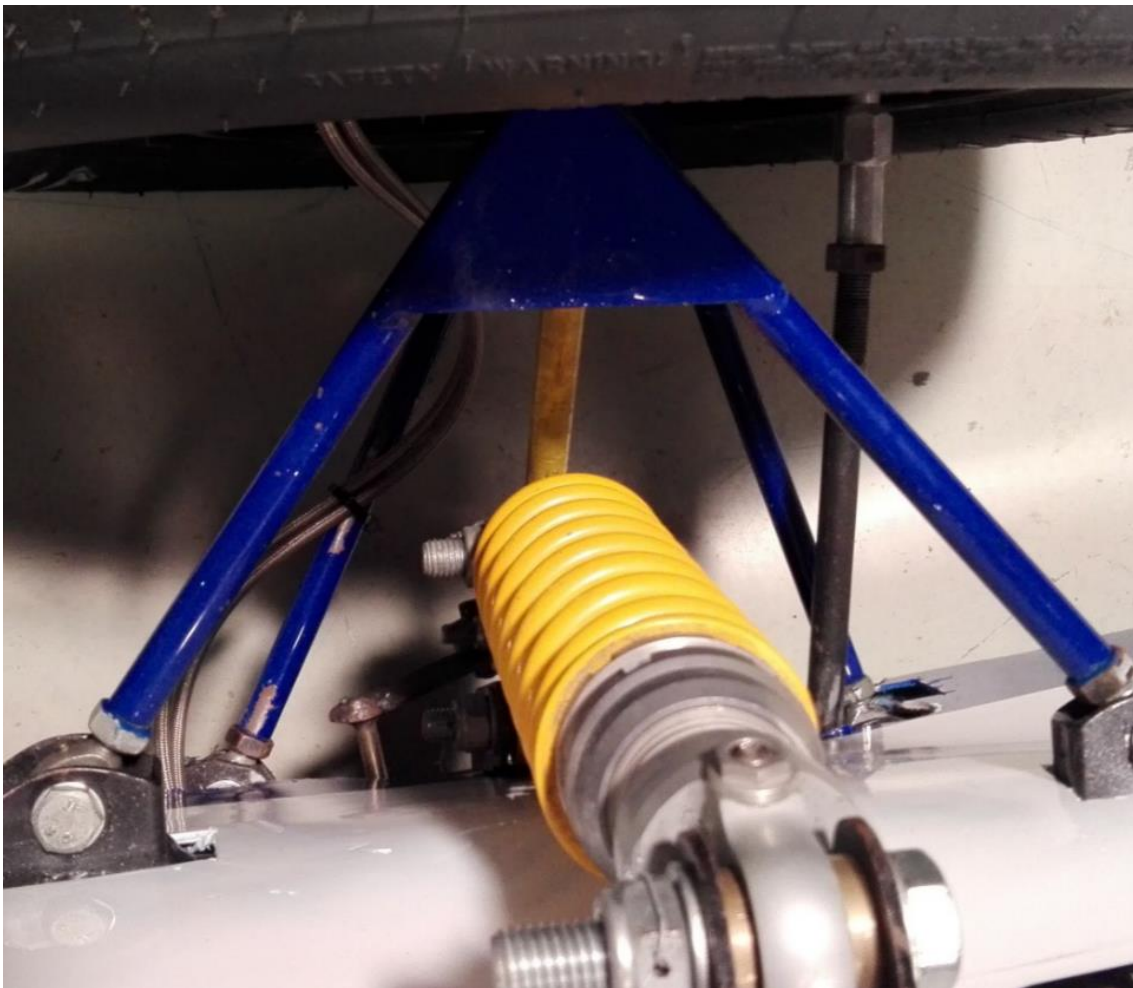


Fig. Comprobación de funcionamiento en el mismo plano en planta

Para el correcto funcionamiento del mecanismo de torsión, nos interesa que el punto que ejerza la fuerza no provoque una flexión en el elemento de torsión por ello ponemos las fijaciones del mecanismo, lo más cercanas posibles a los extremos de esta.

Otro punto a tener en cuenta para evitar otro tipo de esfuerzos, es el de situar el punto de ejecución de las fuerzas, en el centro de esfuerzos cortantes.



Fig. Situación del mecanismo de torsión

Finalmente, el último elemento de diseño que va a balancín es la barra de empuje, idealmente se desea que esta cree un esfuerzo sobre la unión de los triángulos de suspensión que únicamente provoque un desplazamiento de este punto que se derive en el movimiento final de amortiguación.

Tratando de conseguir esto, en un diseño óptimo, la prolongación de la barra ya mencionada, siempre coincidirá con la unión de los triángulos, aunque el efecto real es muy diferente.

Puesto que aunque inicialmente se cuente con una geometría que cumple este requisito, una desviación debida a la propia amortiguación, provocará una desalineación de este parámetro.

Aun así, si tenemos en cuenta pequeños desplazamientos, podemos suponer despreciable este efecto.

8.2. Ratio de instalación

Para un mayor conocimiento de este concepto, nos remitimos al punto 7.5. en el que se explica de manera más extensa este concepto.

Ahora nos disponemos a calcular el ratio de instalación de los balancines dependiendo de la geometría de nuestro mecanismo de suspensión.

Recordamos las fórmulas usadas para relacionar este parámetro:

$$K_R = IR^2 * K_m$$

$$IR = \frac{\Delta X}{\Delta Y}$$

Podemos afirmar que el coche es simétrico a ambos lados, pero debido a la disposición de los elementos necesarios para el correcto funcionamiento del vehículo, se tiene un reparto de pesos de 40%-60%, esto da lugar a un cálculo diferente en la parte delantera y la parte trasera.

8.2.1. Ratio del eje delantero

En primer lugar hallamos el valor de K_R , para ello, primero debemos conocer la fuerza que actúa sobre cada una de las ruedas.

La masa estimada para el coche es de 280Kg, con un reparto de pesos del 40% en el eje delantero, da lugar a una fuerza por rueda de unos 549,36 N, a partir de este valor y sabiendo que:

$$F_R \leq K_R * D_R$$

$$K_R \leq \frac{549,36 \text{ N}}{25,4 \text{ mm}} = 21,63 \text{ N/mm}$$

Esta relación debe cumplirse para que el coche sea capaz de amortiguar el recorrido de una pulgada marcado por normativa. Para asegurarnos de pequeñas variaciones de cálculo, seleccionamos un valor de $K_R = 20 \text{ N/mm}$.

Pasamos ahora al cálculo del factor K_m . Dado que los amortiguadores utilizados son reutilizados del anterior equipo, comprobamos con estos cálculos si pueden sernos útiles y de la configuración que debemos darle a nuestro balancín en caso afirmativo.

La constante del muelle con la que cuenta nuestro muelle es de rigidez 62 N/mm y una carrera de 71 mm .

Ahora hallamos el ratio de instalación para la suspensión delantera:

$$IR = \sqrt{\frac{K_R}{K_m}} = 0,568$$

En el apartado 7.5. anteriormente mencionado, se explica el concepto del ratio de instalación pero no se expone como sería resolverlo en un sistema espacial de tres dimensiones.

Para ello tenemos que tener en cuenta todos los ángulos que intervienen en la transformación del movimiento desde el movimiento lineal de la rueda hasta la compresión del muelle.

Y relacionar estos ángulos con el ratio propio de cada etapa.

Estos los podemos desglosar en tres, que son: el que forma la barra de empuje en la vista de alzado del vehículo, el que forma esta misma barra con la vista lateral del vehículo y la que vincula el giro del balancín, el cuál es nuestro objetivo para definir la geometría de este.

$$IR = IR_1 IR_2 IR_3$$

8.2.1.1. *Primer Sub-Ratio de instalación delantero*

El primer factor que tendremos en cuenta es ángulo que forma la barra de empuje y con la horizontal, en este caso es 35° .

Este ángulo debería permanecer invariante durante el funcionamiento si el diseño es apropiado y funciona como hemos mencionado anteriormente, en el mismo plano.

Ahora suponemos que tenemos una fuerza que actúa en la rueda, F_1 , el mecanismo de suspensión originará una fuerza igual y en sentido opuesto, F_2 , lo que resulta en una relación de magnitudes:

$$F_1 = F_2 * \sin(\alpha_1)$$

Si en esta ecuación despejamos y utilizamos la definición de ratio de instalación citada anteriormente, obtenemos:

$$IR_1 = \sin(\alpha_1) = 0,574$$

8.2.1.2. Segundo Sub-Ratio de instalación delantero

El segundo factor que obtendremos es el que hace referencia a la vista lateral del vehículo, y al igual que con el caso anterior, el ángulo no variaría con el correcto diseño, nos encontramos ante un valor aproximado de 10º, incluso un poco menor.

Similar al cálculo anterior una fuerza de la rueda sería equiparable a la reacción que tendría la descomposición de la fuerza en la barra de empuje, con el siguiente aspecto:

$$F_1 = F_2 * \cos(\alpha_2)$$

Ahora sustituyéndolo en la ecuación de IR y sustituyendo obtenemos un valor de:

$$IR_2 = \cos(\alpha_2) = 0,984$$

8.2.1.3. Ratio de instalación del balancín delantero

Es la parte del ratio que variará directamente la geometría del balancín que relaciona la conexión de la barra de empuje y la conexión del amortiguador.

Hallaremos el ratio a partir del equilibrio de momentos, producido por las fuerzas que llegan a esta pieza.

Aquí nos encontramos con la fuerza de la rueda a través de la barra de torsión, F_1 , y en oposición tenemos la fuerza que genera el amortiguador, F_2 , con una distancia L_1 al punto de la barra de empuje y una distancia L_2 al punto del amortiguador, así tenemos que:

$$F_1 * L_1 = F_2 * L_2$$

Al igual que en los apartados anteriores, aplicamos la definición del ratio de instalación:

$$IR_3 = \frac{L_2}{L_1}$$

La relación que existe en el balancín podemos obtenerla resolviendo el productorio de ratios y despejando este, de la manera que:

$$IR = IR_1 * IR_2 * IR_3$$

$$IR_3 = \frac{IR}{IR_1 * IR_2}$$

Ahora despejamos, el valor de la relación de distancias:

$$IR_3 = \frac{0,568}{0,574 * 0,984} = 1,01$$

Con este pequeño cálculo podemos concluir que la relación de distancias en el balancín delantero tendrá un valor de 1.

8.2.2. Ratio del eje trasero



Fig. Situación del balancín trasero

Para empezar y al igual que en el caso anterior, hallamos el valor de K_R con la ya conocida fuerza que soporta cada rueda.

La masa estimada para el coche es de 280Kg, pero en cambio, el eje trasero tiene una estimación del 60% de la carga, esto da lugar a una fuerza por rueda de 824,04 N, a partir de este valor:

$$F_R \leq K_R * D_R$$
$$K_R \leq \frac{824,04 \text{ N}}{25,4 \text{ mm}} = 32,44 \text{ N/mm}$$

Como mencionamos anteriormente, esta relación debe cumplirse según los requisitos de normativa. Para tener un margen de seguridad en nuestros cálculos tomamos el valor de $K_R = 30 \text{ N/mm}$.

El valor del factor K_m sigue siendo el mismo ya que los amortiguadores utilizados en la parte delantera y trasera tienen las mismas características, con lo que a priori podemos afirmar que nos serán útiles ya que hemos podido utilizarlos en el eje delantero en el que la masa era mayor. No obstante hacemos la comprobación para ver la relación de distancias del balancín trasero.

La constante del muelle con la que cuenta nuestro muelle es de rigidez 62 N/mm y una carrera de 71 mm .

Ahora hallamos el ratio de instalación para la suspensión trasera:

$$IR = \sqrt{\frac{K_R}{K_m}} = 0,696$$

Como hemos mencionado en el cálculo del eje delantero, es necesario tener en cuenta todos los ángulos que intervienen en la transformación del movimiento de amortiguación desde el movimiento lineal de la rueda hasta la compresión del muelle.

Estos los podemos desglosar en tres, que son: el que forma la barra de empuje en la vista de alzado del vehículo, el que forma esta misma barra en la vista lateral del vehículo y la que vincula el giro del balancín, el cuál es nuestro objetivo final para definir su geometría.

$$IR = IR_1 IR_2 IR_3$$

8.2.2.1. Primer Sub-Ratio de instalación trasero

El primer factor que tendremos en cuenta es ángulo que forma la barra de empuje y con la horizontal, en este caso es 40° .

Este ángulo debería permanecer invariante durante el funcionamiento si el diseño es apropiado y funciona como hemos mencionado anteriormente, en el mismo plano.

Ahora suponemos que tenemos una fuerza que actúa en la rueda, F_1 , el mecanismo de suspensión originará una fuerza igual y en sentido opuesto, F_2 , lo que resulta en una relación de magnitudes:

$$F_1 = F_2 * \sin(\alpha_1)$$

Si en esta ecuación despejamos y utilizamos la definición de ratio de instalación citada anteriormente, obtenemos:

$$IR_1 = \sin(\alpha_1) = 0,642$$

8.2.1.2. Segundo Sub-Ratio de instalación

El segundo factor que obtendremos es el que hace referencia a la vista lateral del vehículo, y al igual que con el caso anterior, el ángulo no variaría con el correcto diseño, nos encontramos ante un valor aproximado de 5º, incluso un poco menor.

Similar al cálculo anterior una fuerza de la rueda sería equiparable a la reacción que tendría la descomposición de la fuerza en la barra de empuje, con el siguiente aspecto:

$$F_1 = F_2 * \cos(\alpha_2)$$

Ahora sustituyéndolo en la ecuación de IR y sustituyendo obtenemos un valor de:

$$IR_2 = \cos(\alpha_2) = 0,996$$

8.2.1.3. Ratio de instalación del balancín

Es la parte del ratio que variará directamente la geometría del balancín que relaciona la conexión de la barra de empuje y la conexión del amortiguador.

Hallaremos el ratio a partir del equilibrio de momentos, producido por las fuerzas que llegan a esta pieza.

Aquí nos encontramos con la fuerza de la rueda a través de la barra de torsión, F_1 , y en oposición tenemos la fuerza que genera el amortiguador, F_2 , con una distancia L_1 al punto de la barra de empuje y una distancia L_2 al punto del amortiguador, así tenemos que:

$$F_1 * L_1 = F_2 * L_2$$

Al igual que en los apartados anteriores, aplicamos la definición del ratio de instalación:

$$IR_3 = \frac{L_2}{L_1}$$

La relación que existe en el balancín podemos obtenerla resolviendo el productorio de ratios y despejando este, de la manera que:

$$IR = IR_1 * IR_2 * IR_3$$

$$IR_3 = \frac{IR}{IR_1 * IR_2}$$

Ahora despejamos, el valor de la relación de distancias:

$$IR_3 = \frac{0,696}{0,642 * 0,996} = 1,09$$

Con este pequeño cálculo podemos concluir que la relación de distancias en el balancín delantero tendrá un valor de 1,1.

9. Fundamentos sobre planes de viabilidad y marketing

Una vez que hemos visto el aspecto técnico del monoplaza, veremos el aspecto económico y de marketing. En la competición de la Formula Student, existe una prueba en la que se tiene que convencer a inversores de que hagan un desembolso en tu producto, en nuestro caso el FS-UPCT-2016E. Para esto, nos apoyaremos en un plan de empresa previamente desarrollado, en el que incidiremos en mayor medida en la viabilidad y de marketing.

El plan de empresa o *business plan*, es un documento escrito que identifica, describe y analiza una oportunidad de negocio, examina la viabilidad técnica, económica y financiera de la misma, y desarrolla todos los procedimientos y estrategias necesarias para convertir la citada oportunidad de negocio en un plan de empresa concreto.

Por consiguiente, el plan de empresa es un documento desarrollado por los emprendedores del proyecto donde se analizan los diferentes factores y objetivos de todas las áreas que van a intervenir en la puesta en marcha del negocio. Debe ser una herramienta de diseño donde el emprendedor dé forma virtual a su empresa antes de llevar a cabo su aventura real. Es decir, con el plan de empresa, el promotor empieza a dar forma a todas las ideas y detalles que tiene en mente para el desarrollo de su negocio.

En conclusión, es un instrumento de suma importancia en cualquier proyecto de una nueva empresa, sea cual sea la experiencia profesional del promotor o promotores y la dimensión del proyecto. Incluso para empresas ya establecidas, un plan de empresa bien diseñado ha de ser la base sobre la que se levanten proyectos de crecimiento o diversificación de la actividad principal.

9.1. Descripción General

UPCT Eco-Racing es un proyecto que nace del entusiasmo por el mundo de las carreras de competición, de antiguos estudiantes universitarios que participaron en la competición de "Formula Student/SAE", y que quieren extrapolar sus experiencias y conocimientos al mundo laboral.

El principal objetivo de este proyecto, es impulsar la habilidad de pilotos en el mundo del motor, del mismo modo que se realice esta competición de manera sostenible y sin las emisiones contaminantes que producen las versiones de combustión de los vehículos de competición.

Este proyecto pretende penetrar en una sección del mercado que se sitúa entre las grandes competiciones de monoplazas y las categorías base de karts, proporcionando un vehículo con un tamaño intermedio entre las dos y que proporciona una experiencia de conducción divertida y que a la misma vez premia las habilidades de conducción del individuo.

Con esto podemos poner un escalón intermedio de competición las categorías básicas y el mundo profesional, con unas dimensiones de ancho de vía y batalla de 1090mm y 1550 mm respectivamente, proporcionando una experiencia bastante real a la vez que sostenible.

Sin olvidarnos del bolsillo puesto que estos vehículos están por debajo de los 30.000 € que comparándolos con los más de 50 millones que cuesta la siguiente categoría por extensión como es la Formula E, es una buena cifra para dejar estos vehículos al alcance del público.

Además de su bajo precio también debemos mencionar que proporcionan una potencia notable, puesto que están dotados de unos 140 cv y con un peso cercano a los 250 Kg, nos proporciona un buen balance potencia/peso que nos permite sentir la increíble aceleración de este bólido, en algunas pruebas realizadas se ha llegado a alcanzar velocidades de aceleración muy cercanas a la del record Guinness, obteniendo una marca de 0 a 100km/h en, ¡tan solo 1.6 segundos!, algo realmente increíble.

El negocio está organizado por antiguos estudiantes de ingeniería que además cuenta con amplia experiencia en el mundo de la empresa y el emprendimiento, por ello están seguros de que este nuevo proyecto en el que se embarcan será fructífero.

Mediante unos estudios previos de estimación de gastos de gestión, producción y puesta en marcha, los miembros de este nuevo proyecto, estiman que necesitan una inversión inicial de 140.000 €.

9.2. Descripción del proyecto empresarial

9.2.1. La idea empresarial

UPCT Eco-Racing es una sociedad mercantil que se dedica a la fabricación de monoplaza de competición. Tras la experiencia obtenida en la competición de las diferentes categorías de la “Formula Student” (motor eléctrico y gasolina), un grupo de estudiantes de la Universidad Politécnica de Cartagena (UPCT) pretende formar un negocio para conseguir su introducción en el mercado laboral en la rama que los apasiona, como es la automoción.

Se prevé un comienzo de la actividad industrial en enero de 2017, con instalaciones en el “Parque tecnológico de Fuente Álamo” en la Región de Murcia (España).

La empresa se dedicará a fabricar monoplazas eléctricos de competición con altas prestaciones, parecido a los automóviles que se usan en la Formula E, pero con la diferencia de ser más pequeños y ligeros, parámetros que aumentan la manejabilidad y resaltan la habilidad propia del piloto. Se pretende que sea una competición monomarca, en la que cada piloto pueda ajustar parámetros de la configuración del coche sin cambiar ningún componente mecánico y electrónico del mismo. Y que sirva como puerta para entrar tanto en la propia Formula E como competiciones superiores de motores de combustión: Formula3, F2 o F1.

El mercado objetivo son pilotos jóvenes que buscan una oportunidad para demostrar su talento y llegar a competir a más alto nivel en el mundo del automovilismo.

9.2.2. Descripción de los emprendedores

UPCT Eco-Racing es una empresa joven pero experimentada y dinámica, formada por ingenieros que han participado en la Fórmula Student, que pretende revolucionar la sostenibilidad del automovilismo, con la influencia de los motores eléctricos en esta área e impulsar la industria española del automóvil de competición, gracias a su vehículo de altas prestaciones, nulas emisiones de gases contaminantes y bajo coste de producción.

9.2.3. Objetivo del proyecto empresarial

Nuestra meta a corto plazo (1-3 años) es proveer de monoplazas a 30 pilotos en nuestra propia competición a nivel estatal provenientes de las categorías: KZ2 y KZ1. Inscritos en la temporada 2016. Estos pilotos inaugurarán la marca en 2017.

A medio plazo (3-5 años) se prevé ampliar la producción a 40-60 unidades anuales, diversificando la competición en dos divisiones por regiones europeas, y que los campeones de estas representen la siguiente temporada las dos posiciones de un equipo de Formula E.

A largo plazo (10 años), cuando la competición empiece a ser sonada, se ampliará a nivel internacional, haciendo una división por continente (6 divisiones) y que aumentará la producción anual hasta 120 unidades.

Llegados a este punto, la propia habilidad del piloto necesaria para ganar la competición y la fama obtenida en este sector, servirán para colaborar como cantera de competiciones superiores.

En un futuro lejano se unificará una división superior con los ganadores de todas las divisiones inferiores, esta división servirá como catapulta para todas las competiciones superiores de la FIA, así como la apertura de una división de expilotos retirados en la que puedan seguir haciendo disfrutar a los aficionados de sus habilidades al volante. Esto se estima que podría llegar a ampliar la cantidad de producción anual de aproximadamente 200 unidades.

9.3. Descripción del Producto

9.3.1. Definición de las características del producto

El vehículo que fabricaremos y comercializaremos es un monoplaza completamente eléctrico con las siguientes características:

Largo/Ancho/Altura/Batalla	2750mm/1500mm/1320mm/1550mm
Ancho de vía (delantero/trasero)	1090mm/1050mm
Peso (delantero/trasero)	250kg (75kg /175kg)
Suspensión(delantera/trasera)	Doble triángulo corto-largo con push/pull rod actuando en la dirección del amortiguador.
Neumáticos	Hoosier 7x20.5-13
Frenos	
Construcción de chasis	Chasis de construcción tubular
Motor	Electric engine, Enstroj Emrax 228LC 80 KW
Potencia máxima	Maximum peak of 100 KW
Transmisión	Single 520 Chain
Diferencial	Drexler V1 LSD

Fig. Datos técnicos del vehículo

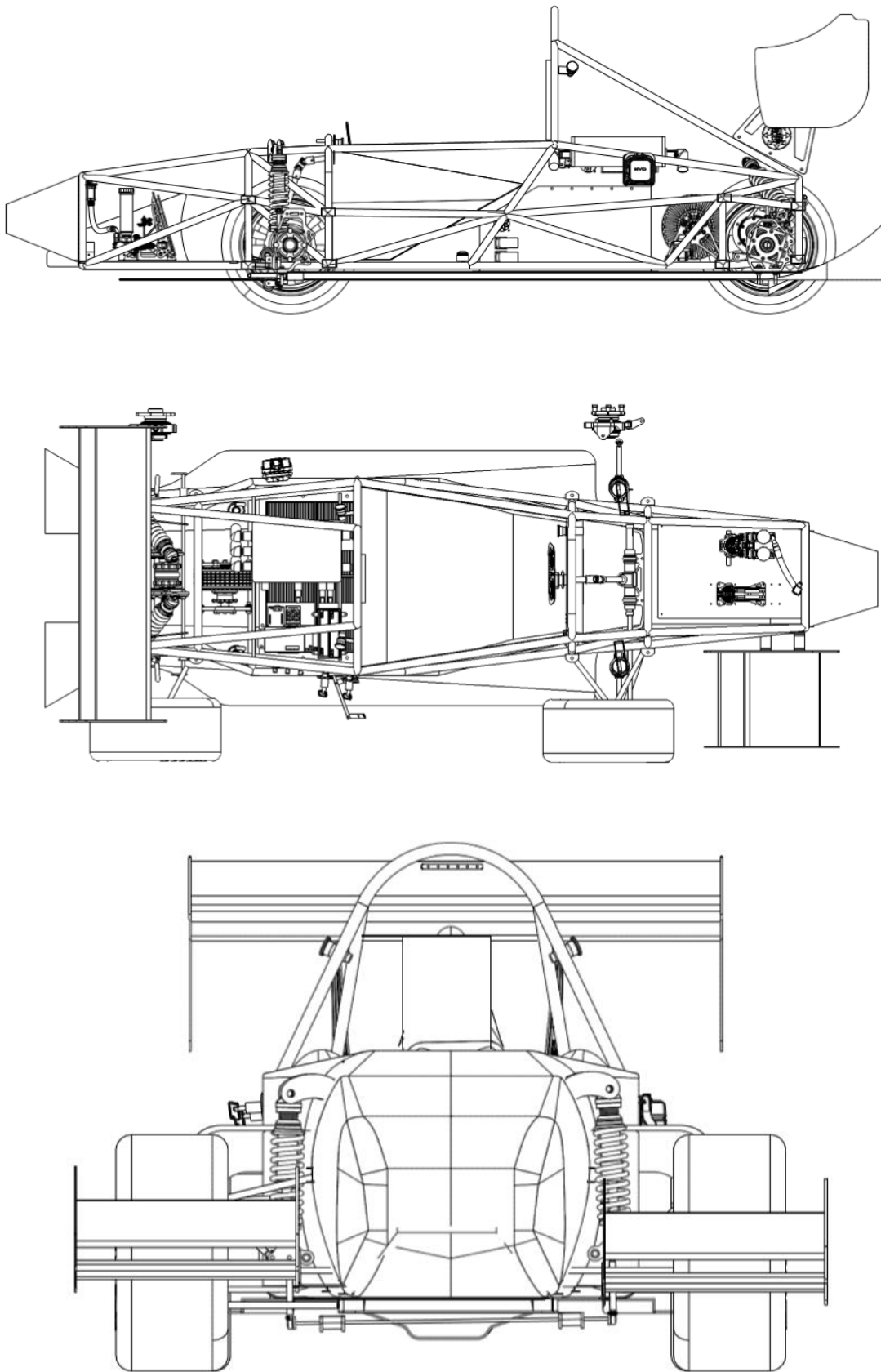


Fig. Planos del vehículo



Fig. Vista 3D del modelo

Nuestro vehículo ha sido diseñado según la normativa de la FSAE/FIA (características técnicas, medidas de seguridad, etc.) por tanto está acreditado y homologado para competir mundialmente.

Nuestro producto cumple con todos los estándares actuales de vehículos de competición, además, aportamos un kit de ampliación de mejora en el rendimiento del coche que se puede acoplar al diseño de serie y que supone una mejora tanto aerodinámica como la velocidad de paso por curva.

9.3.2. Normas que regulan el producto

No existe ningún derecho sobre el diseño del coche puesto que en su totalidad es desarrollado por nosotros, no tenemos que atender a ninguna patente, tanto de componente como de sistemas de fabricación.

Antes de comenzar la producción debemos atender los siguientes trámites burocráticos:

- 1) Registro de nuestra sociedad en el Registro Mercantil de la Región de Murcia.
- 2) Solicitud de apertura y puesta en marcha de la actividad en el ayuntamiento de Cartagena.
- 3) Solicitud de permiso de actividades contaminantes según la Ley 4/2009 de Protección Ambiental Integrada de la Región de Murcia.

- 4) Solicitud de permiso de actividad industrial en la conserjería de industria de la Región de Murcia.

También es necesario registrar nuestra marca UPCT Eco Racing y logotipo en la oficina española de Patentes y Marcas, junto con la reserva de un dominio web para nuestra página oficial:

www.UPCT-EcoRacing.com

Dependiendo del país de uso del vehículo se usará una u otra, pero en general estos vehículos son para competición u ocio por lo que se acogerán a la propia normativa acordada en el evento.

En cuanto a normativa medio ambiental, no hay emisiones perjudiciales a la atmósfera por lo que cumplirá cualquier normativa en este aspecto.

9.4. Estudio de Mercado

9.4.1. Situación del Mercado

El sector al que se dirige son los pilotos profesionales de las categorías KZ2 y KZ1 principalmente, aunque queda abierto a todo tipo de piloto que quiera participar en una competición de monoplazas de carreras, como una competición intermedia para luego dar el salto a competiciones superiores como son : Formula E, Formula3 ó F2.

Lo que se pretende es tener una categoría de transición que trate de adaptar a los pilotos ese salto de calidad de un kart a un monoplaza de alta competición, con un automóvil equilibrado en velocidad y manejo y que se asemeje en mayor medida a la siguiente categoría que el propio kart, con una mayor velocidad que en categorías anteriores y además de todo ello evitando la contaminación atmosférica derivada de los gases de escape que emiten los monoplazas de combustión. Lo que supone un factor diferencial con respecto a las otras categorías existentes, puesto que todas las ya implantadas constan de motores de combustión.

CATEGORÍA	KARTS (KZ1 & KZ2)	UPCT ECO-RACING	FORMULA 3	FORMULA-E
POTENCIA (cv)	44	140	260	270
PESO (kg)	18	187	895	888
EMISIONES CO ₂ (mg/m ³)	¿?	0	¿?	0
PRECIO (€)	2.500	25.000	40.000.000	50.000.000

Fig. Comparativa de las categorías de vehículos

El tamaño estimado de mercado es una gran parte de pilotos de categorías inferiores que prefieran optar por una categoría más ecológica y que a la vez premia la habilidad personal al volante, además contamos con pilotos amateur que quieran introducirse en el mundo de la competición automovilística y demostrar sus habilidades y pilotos retirados que todavía quieran demostrar sus habilidades al volante.

9.4.2. La Competencia

A pesar de que el mercado no cuenta con un coche eléctrico de nuestras características, es cierto que en el mercado que pretendemos introducirnos cuenta con variedad de categorías de diferentes cilindradas y edades. Nuestro producto se diferencia del resto en este sector por la limpieza de su método de propulsión, ausente en todas las categorías implantadas exceptuando la Formula-E, la cual tiene un monoplaza de mayores dimensiones y mayor potencia, bajando así la influencia que tiene el piloto sobre el manejo del coche, quitando importancia a la habilidad del mismo. Además tenemos la gran diferencia con respecto a este competidor directo del asequible precio comparado con un monoplaza de Formula-E.

9.4.3. Participación Prevista en el Mercado

Inicialmente nos planteamos empezar a nivel regional, hasta introducirnos en el mercado. Posteriormente y cuando la competición comience a obtener fama nos extendemos a nivel nacional.

A medio plazo el objetivo es implantarnos en toda Europa como una competición más en el escalafón para poder llegar a los niveles más altos del automovilismo. Reflejada como la competición inmediatamente inferior a la Formula-E o la F3.

Con vistas de futuro, pretendemos darnos a conocer a nivel internacional, siendo una competición puntera en el sector por nuestra optimización de la energía y uso de esta de manera renovable.

9.4.4. Barreras de Entrada

Para poder conseguir hacernos un hueco en el mercado partimos con la desventaja de que nuestros competidores tienen un gran volumen de producción comparado con el nuestro, por lo que nosotros contamos con unos costes fijos superiores. Para mejorar este punto contamos con un proyecto de lay-up en planta con el que obtenemos mayores beneficios al reducir al máximo los tiempos entre estaciones y así optimizamos al máximo el proceso productivo, con esto reduciremos los costes relacionados con el proceso productivo, además de automatización en aquellos procesos que sea posible.

Además debemos contar que un producto nuevo con tantas ventajas como el nuestro puede crear desconfianza, hasta la implantación definitiva en el mercado. Por ello tenemos una introducción progresiva en el mercado con una expansión progresiva por regiones.

9.4.5. Análisis D.A.F.O

ANÁLISIS INTERNO	<u>Debilidades</u> <ul style="list-style-type: none"> - Poca experiencia técnica y comercial - Lenta producción - Capacidad Financiera 	<u>Fortalezas</u> <ul style="list-style-type: none"> - Producto innovador y rentable - Buenas características técnicas y precio - Personal joven y con mucha calificación técnica.
ANÁLISIS EXTERNO	<u>Amenazas</u> <ul style="list-style-type: none"> - Competencia por copia debido a la exitosa trayectoria - Dificultad de entrada en el mercado por la reacción de los competidores - Falta de Inversión para implantarse en el mercado 	<u>Oportunidades</u> <ul style="list-style-type: none"> - Investigación actual en esta línea en el sector externo - Falta de competencia directa por el tipo de propulsión - Cero emisiones - Creación de una competición monomarca con la que impulsar la producción

9.5. Organización y Recursos Humanos

En UPCT Eco-Racing no nos olvidamos de que el factor humano es clave para el éxito de cualquier empresa, por ello lo cuidamos e incentivamos en la medida de lo posible.

9.5.1. Organigrama de la empresa

En un principio la plantilla será reducida, constará de: Un managing partner, encargado de dirigir todos los procesos y llevar un control sobre el proceso productivo y económico, teniendo en cuenta que se cumplen con los objetivos de producción y distribución del producto; un Ingeniero Industrial que se encargará de la supervisión de cada operación del proceso productivo y su correcta realización; también se dispondrá de 4 técnicos de FP que se encarguen del propio ensamblaje y preparación de cada proceso, dos de ellos estarán en procesos mecánicos y los otros dos en la parte de electricidad y electrónica, incluyendo todos los sistemas que regulan el funcionamiento y entrega de potencia del motor.

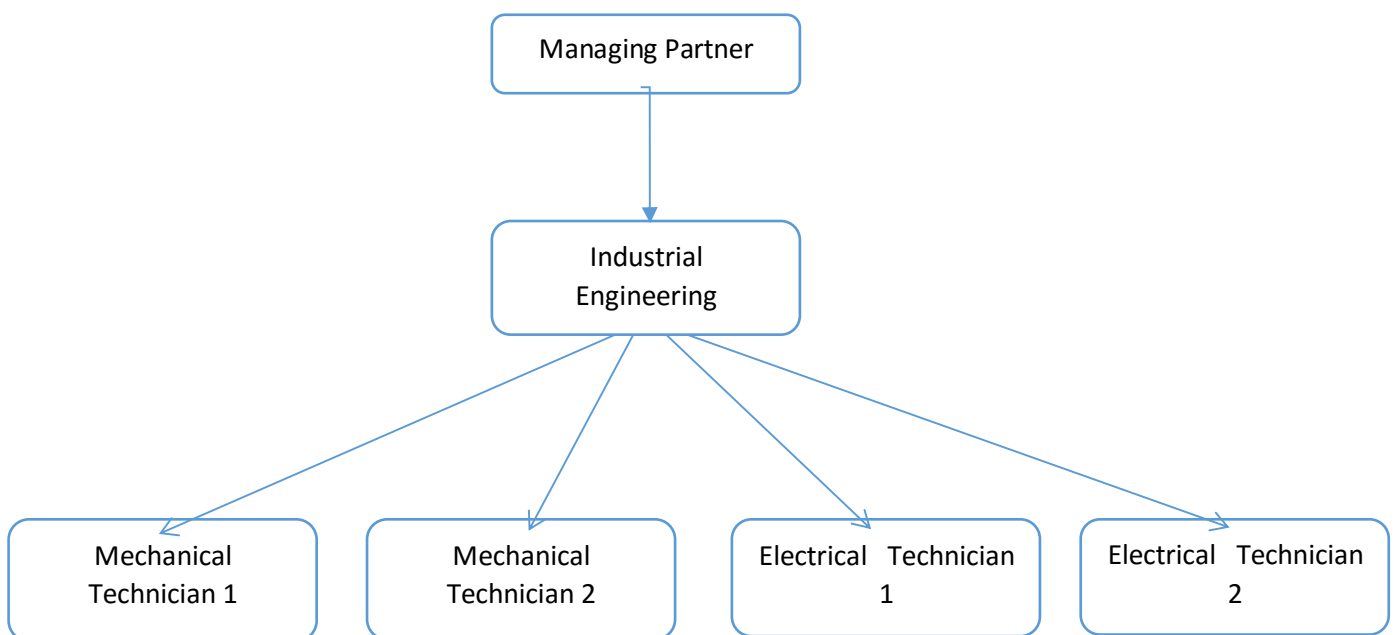


Fig. Organigrama de organización jerárquica de la empresa

9.5.2. Recursos humanos internos

Para realizar el proceso de selección se va a delegar el trabajo a una subcontrata confiando en su buen criterio, con una posterior comprobación de que el personal tiene el perfil que se pedía.

Para nuestra empresa pedimos unos perfiles bien definidos y con elevada cualificación técnica, es necesario tener experiencia previa en el sector para asegurar el buen funcionamiento y ausencia de fallos en nuestra cadena productiva.

Los perfiles demandados son:

- Managing Partner, es la cabeza de la empresa, se encarga de la toma de decisiones de esta en diferentes ámbitos, internamente maneja la sección de marketing y finanzas.
- Ingeniero Industrial, con conocimiento general de todo lo que concierne un automóvil y conocimientos de motores eléctricos y su funcionamiento. Se encargará del diseño, toma de decisiones, supervisión y dirigir y supervisar constantemente todos los procesos que se están realizando en planta, se asegurará de cumplir los plazos y tiempos de producción.
- Dos técnicos de FP de electrónica, son los encargados de realizar todo el trabajo de ensamblaje y programación de toda la circuitería que rodea el coche además de la puesta a punto de los sistemas periféricos del motor.
- Dos técnicos de FP de carrocería y pintura, mecánica de coches y fabricación mecánica, serán los encargados de realizar toda la producción de mecanizado de sistemas CNC, soldadura, y fabricación de carrocería y pintura.

Todos estos perfiles pueden ir cambiando conforme aumente la empresa puesto que se requerirán más puestos y por lo tanto han de redistribuirse los cargos.

Nuestra empresa valora el factor humano como ya se ha mencionado antes por lo que las retribuciones están acordes al nivel español de vida, asegurando un buen nivel de vida para nuestros trabajadores. Esto queda reflejado en una tabla de retribuciones:

CARGO PROFESIONAL	Retribución Bruta / mes	Pagas Extra	Retribución Bruta Total / Año
Ingeniero Industrial	1.600	2x1.600	22.400
Técnicos de FP	1.100	2x1.100	15.400

Fig. Tabla de Retribuciones Salariales en €

Además nuestros empleados cuentan con seguridad social, una jornada laboral de 8h y unas vacaciones anuales de tres semanas, a distribuir entre los empleados para asegurar el continuo funcionamiento del proceso productivo.

Esta necesidad de personal irá creciendo como es obvio con la producción, por lo que conforme se aumente la producción aumentará la mano de obra necesaria.

Año	2017	2018	2019	2020	2021
Nº Unidades	25	30	45	45	60
Ing. Industriales	1	1	1	1	2
Técnicos FP	4	4	6	6	8
Inversión mano de obra (€)	84.000	84.000	114.800	114.800	168.000

Fig. Previsiones de aumento de personal y gasto en mano de obra

9.5.3. Recursos humanos externos

En cuanto a los temas comerciales y administrativos, se contratará a una subcontrata para que se encargue de estos temas con un continuo flujo de información entre esta y la empresa para la satisfactoria realización de esta tarea.

9.6. Plan de Marketing

9.6.1. Política del producto

El diseño del producto se hace acorde con la normativa de la FSAE, por lo que nuestro diseño puede estar sujeto a cambios por el cambio de normativa, además anualmente se revisará el diseño para hacer pequeñas mejoras en el coche que mejoren el comportamiento del coche en ámbitos como la aerodinámica o el paso por curva.

Cada unidad llevará en su carrocería la marca “UPCT ECO-RACING”, que denota la mayor calidad posible con el menor precio, una de las máximas de la empresa. También contará con dos estrechas líneas del color identificativo de la marca, aunque el color primario del vehículo puede ser elegido por el comprador.

El momento del ciclo de vida en el que se encuentra el producto es la introducción y crecimiento, y se prevé que se quede ahí mucho tiempo por la creciente investigación que hay en las ramas relacionadas con el producto.

Respecto al nivel de producto, se vende un modelo básico y más económico en el que el chasis y los componentes de la suspensión son de acero, como ampliaciones se ofrece diferentes paquetes de mejora y reducción de peso que consisten en cambiar cada una de las partes mencionadas anteriormente de acero, a otros materiales más ligeros como aluminio o fibra de carbono.

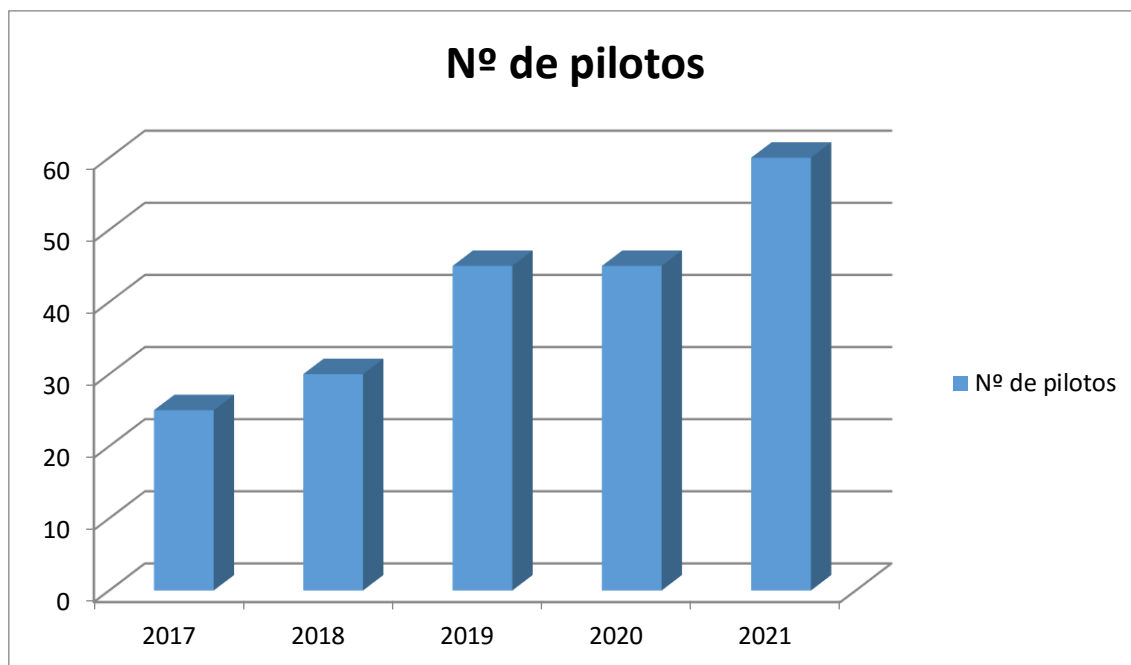
9.6.2. Política de precios

Nuestra política de precios consiste en reducir inicialmente el precio unitario, para absorber una mayor parte del mercado y así conseguir una intromisión más fácil en este a costa de sacrificar un poco de margen de ganancias inicial.

Los precios fijados de los costes de producción se detallan en el Cost Report, en los que obtenemos unos gastos de 21.528€, a los que añadiendo costes fijos por un valor de 4.438€, obtenemos un coste de producción unitario de 25.966€

Año	2017	2018	2019	2020	2021
Precio Coste / Unidad (€)	25.966,8	25.792,8	25.608,4	25.633,4	25.178,2
Precio venta / Unidad (€)	26.500	26.500	27.000	27.500	28.000
Margen de Beneficio (%)	-1,3	2,7	5,4	7,3	11,2
Beneficio por unidad (€)	533,2	707,2	1.391,2	1.866,6	2.821,8
Nº estimado de ventas	25	30	45	45	60
Beneficio por año	-8.864	21.216	62.622	83.997	169.308

Según los datos obtenidos en un estudio de mercado hemos podido saber que durante los dos primeros años podríamos asegurar la participación de al menos 30 pilotos, con lo que se prevé un aumento gradual en los siguientes años de este número de pilotos.



Con estas previsiones obtenemos un beneficio a los 5 años de 338.139€

9.6.3. Política de Distribución

Los canales de distribución y puntos de venta de nuestro producto serán muy variados. El primer contacto comercial se realizará a través de diferentes métodos: en el punto de venta principal, mediante página web o llamada telefónica. Una vez se haya recibido una primera toma de contacto en la que se muestre interés, se concretará un encuentro para hablar de las características del producto y se definirán los extras que se incluirá el producto y las posibles caracterizaciones así como el precio dependiendo del número de unidades de compra, en el caso de querer comprar un gran lote.

Como método suplementario a la ayuda de la venta de unidades, acudiremos a la celebración de grandes premios de velocidad de categorías inferiores a promocionar el producto y ofrecer la opción de compra de unidades.

Una vez se ha efectuado la compra de nuestro vehículo, facilitamos un contacto para dar facilidades en cuanto a recambios y recepción de estos en el menor tiempo posible, con un excelente servicio postventa.

9.6.4. Política de Comunicación

En nuestra política de comunicación contaremos con publicidad como son: anuncios en periódicos y revistas especializadas de la salida de nuestro monoplaza al mercado, y publicidad en vallas publicitarias en circuitos y equipos de competición, además de acudir a todo tipo de eventos y ferias tecnológicas de esta rama de la ingeniería. El presupuesto anual dedicado a esta labor será de 7.200€.

En UPCT Eco-Racing prima la actividad en redes sociales, por ello disponemos de Facebook, Twitter, Youtube, etc. En estas, nos mantendremos en la actualidad en el mundo del motor, iremos informando de nuevas promociones o sorteos que podamos hacer e incluiremos ediciones didácticas para fomentar ese amor por el mundo del motor.

9.7. Producción y Medios Técnicos

9.7.1. Localización geográfica y sus instalaciones

Para fijar nuestra localización geográfica se ha hecho un estudio, las dos opciones principales a valorar son el polígono industrial del Cabezo Beaza y el parque tecnológico de Fuente Álamo. La opción deseada es la situación del Cabezo Beaza por la cercanía de gran parte de industria que será necesaria para uno u otro proceso, el precio del suelo aquí ronda los 90€/m² y el porcentaje de suelo disponible es de un 11%, por no podemos encontrar gran espacio en una sola nave (alrededor de 500m²). En cambio en el parque tecnológico disponemos de gran espacio con un precio de unos 30€/m², la nave seleccionada tiene algo más de 2.000m² lo que nos ayuda a poder montar toda nuestra planta de producción sin problemas y poder ampliar esta con procesos de automatización en un futuro próximo, con esta selección tenemos por un poco más de dinero cuatro veces más superficie en nuestra nave. Esta comparativa se ha realizado por medio del método de los factores ponderados.



Fig. Situación geográfica de la nave seleccionada

9.7.2. Descripción del proceso productivo y medios técnicos

Para nuestro proceso productivo se necesita el siguiente equipo:

- Fresadora de 5 ejes CNC
- Torno de CNC
- 1 Equipo de soldadura TIG
- 2 Equipo de soldadura MIG/MAG
- 1 Equipo de aire comprimido
- Cabina de pintura/secado
- 1 juego completo de herramientas
- 5 equipos completos de seguridad (guantes, gafas, mono, calzado y protección sonora)

Todo este equipo está previsto comprarlo y amortizarlo a lo largo del tiempo.

El acero utilizado para el chasis es un S355, que formará parte de la estructura tubular que da forma al coche. La mayoría de componentes de suspensión se fabricarán en un acero similar con diferentes diámetros y espesores, algunas partes como las manguetas y la sustentación de los pedales se fabricarán en aluminio debido a que nos aporta suficiente resistencia y supone una gran reducción de peso.

Otras partes del coche se compraran ya fabricadas como: amortiguadores, centralita, baterías, motor, neumáticos y llantas, cremallera de dirección, volante ó BMS. Esto es así debido a la falta de rentabilidad y de técnicas productivas para realizar los procesos de producción de cada una de las partes mencionadas.

Para la fabricación seguiremos los más estrictos controles de calidad establecidos por la norma ISO-UNE-EN 9001:2008, de protección del medio ambiente según la Ley 4/2009 de **Protección Ambiental Integrada de la Región de Murcia y de Prevención de Riesgos Laborales**.

9.7.3. Procedimiento logístico

A la hora de almacenaje y gestión de procesos productivos usaremos la técnica del *Just in Time* con la reducimos espacio necesario para stock y mantenemos una flujo continuo de trabajo. En la distribución de procesos en planta se ha optimizado al máximo la corriente del flujo de trabajo para reducir al mínimo el tiempo de desplazamiento entre procesos. Para asegurar la precisión en nuestros procesos, adoptaremos el método seis-sigma con el que obtendremos productos con una gran precisión que se refleje en un comportamiento tal y como se ha proyectado en el diseño.

La cadena de producción consta de los siguientes procesos: mecanizado -> soldado -> ensamblaje -> pintado y secado -> vehículo terminado.

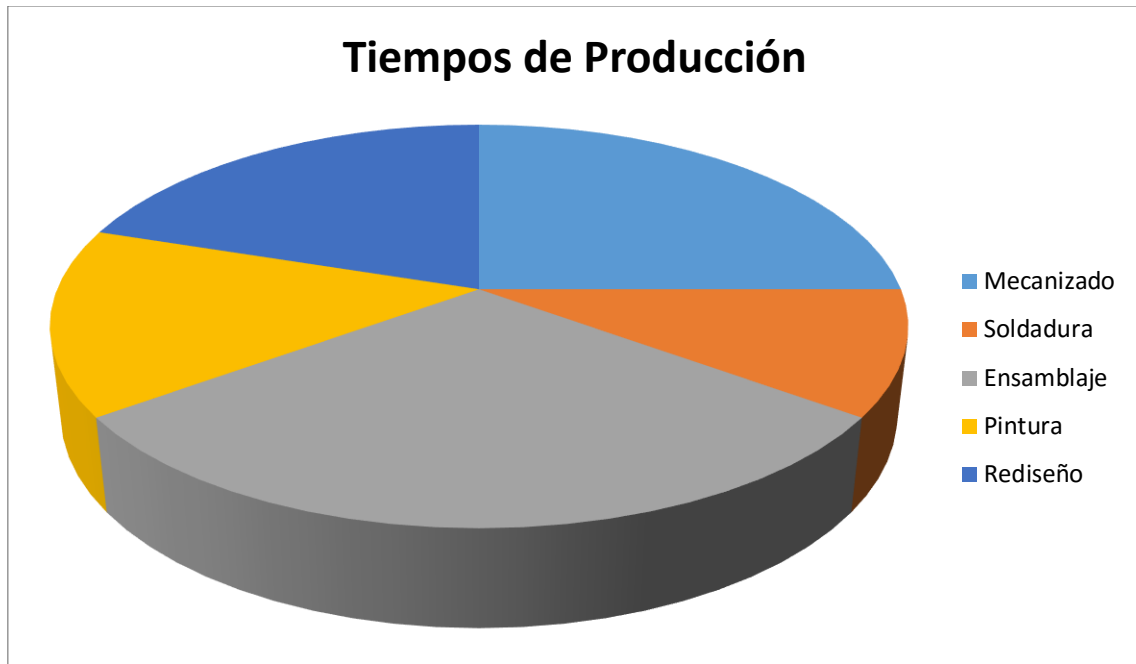


Fig. Reparto del tiempo de producción de procesos

Otro aspecto a tener en cuenta es mantener unas buenas condiciones de salud y orden en el taller según la aplicación del método de las 5S: Clasificar, Orden, Limpieza, Bienestar Personal y Disciplina.

En nuestra filosofía tenemos en cuenta el método de gestión del lean manufacturing, reduciendo siempre los siete tipos de desperdicios: sobre-producción, tiempo de espera, transporte, exceso de procesados, inventario, movimientos y defectos. Además tenemos en cuenta en todo momento de la producción sus principios claves como son: calidad perfecta a la primera, minimización del despilfarro, mejora continua y flexibilidad. Y para el cumplimiento de este método, nos apoyamos también en el método de producción seis sigma, asegurando la mejor precisión.

9.8. Estudio Económico-Financiero

9.8.1. Inversiones iniciales

Para poder poner en marcha nuestro negocio necesitamos una inversión inicial para la obtención de activos fijos, además de un fondo de tesorería para hacer frente a los pagos del salario de la plantilla durante el primer año y a posibles compromisos financieros.

Teniendo en cuenta todos los gastos fijos y haciendo una estimación de los gastos variables, fijamos la inversión inicial de nuestra empresa en los primeros 5 años en **140.000€**

Debido a la todavía resentida situación económica y teniendo en cuenta la inestabilidad en situación política del país, optamos por una inversión particular o fondo de inversión privado para que sea nuestra principal fuente de financiación.

Haciendo un estudio de las ofertas de préstamos por medio de bancos, las mejores condiciones ofrecidas son las de ING direct y las del banco Santander, que ofrecen un interés de apertura del préstamo del 1 y 2 % respectivamente y unos beneficios por pago y recibo de entre 1-4%, además de un interés de 3% como es en el caso del “Depósito 123 del banco Santander”, el problema es que la mayor cuantía ofrecida es de 15.000 € por lo que optamos por una financiación privada en la que podamos obtener todo el capital necesario para poner en funcionamiento la empresa.

CONCEPTO	Préstamo Inicial
Capital en préstamo	140.000€
Interés	10%
Años	5
Nº de Pagos por Año	1

Fig. Condiciones del aporte del inversor

Totales por Ejercicio Operaciones de Préstamos	Cuota	Intereses	Devolución del Capital	Capital Pendiente
2017	36.644,7	14.000,0	25.548,3	114.451,7
2018	36.644,7	11.445,2	26.615,7	87.836,0
2019	36.644,7	8.783,6	28.149,1	59.686,9
2020	36.644,7	5.968,7	29.426,8	30.260,1
2021	36.644,7	3.026,0	30.260,1	-0,0

Fig. Cuadro resumen amortización de préstamo.

9.8.2. Costes de producción

A continuación vamos a exponer los costes fijos del primer año de actividad:

	Precio Compra	Amortización/mes	Amortización/año	Años amortización
Bienes de Equipo				
Torno-Fresa CNC	40.000	300	4.200	9,52
Cabina pintura	5.000	83	996	5
Equipo aire comprimido	7.000	83	996	7
Equipo soldadura	4.000	66	792	5
TOTAL		532	6.384	

Consumos	coste / mes	coste / año
Energía Eléctrica	500	6.000
Agua	40	480
Teléfono	40	480
Conexión Internet	25	300
TOTAL	605	7.260

Personal	inversión / mes	inversión / año
Ingeniero Industrial	1.600	22.400
Técnico FP	1.100	15.400
Técnico FP	1.100	15.400
Técnico FP	1.100	15.400
Técnico FP	1.100	15.400
TOTAL	6.000	84.000

Servicios Subcontratados	coste /mes	coste / año
Asesoría jurídica y financiera	40	480
Mantenimiento Instalaciones	100	1.200
Servicio Limpieza	120	1.440
Marketing	600	7.200
Recursos Humanos	200	2.400
TOTAL	1.060	12.720

Transporte	coste/mes	coste/año
Furgoneta en leasing	400	4.800

Nave Industrial	coste / mes	coste / año
	1.500	18.000

COSTE TOTAL / MES	COSTE TOTAL / AÑO
10.097	133.164

Los costes variables de producción están detallados en el “cost report”, ascendiendo a la cifra de:

Coste variable / unidad	21.528 €
-------------------------	----------

9.8.3. Volumen de producción

Periodo	2017	2018	2019	2020	2021
Unidades producidas	25	30	45	45	60
Coste variable / unidad	21.528	21.354	21.077	21.102	20.893
Costes Variables					
Totales	538.200	640.620	948.465	949.590	1.253.580
Costes Fijos	133.164	133.164	203.913	203.913	257.113
COSTE TOTAL	671.364	773.784	1.152.378	1.153.503	1.510.693
Coste / unidad	25.966,8	25.792,8	25.608,4	25.633,4	25.178,2
Precio Venta /unidad	26.500	26.500	27.000	27.500	28.000
Facturación anual	662.500	795.000	1.215.000	1.237.500	1.680.000
Margen beneficio %	-1,3	2,7	5,4	7,3	11,2
Beneficio por unidad	533,2	707,2	1.391,6	1.866,6	2.821,8
Beneficio total	-8.864	21.216	62.622	83.997	169.308

10. Desarrollo del plan de viabilidad y marketing para la competición FSS2016

Siguiendo las bases de la competición, y para ser más concretos del “*Presentation Event*”, usamos el plan de empresa realizado en el capítulo anterior como documento “*Business Logic Case*” para apoyar en la participación de esta prueba, a partir de ahí hemos visto los aspectos de la nueva empresa en una presentación de duración no mayor de 12 minutos, todo ello refiriéndonos en el producto que nos concierne, como es, el prototipo FS-UPCT-2016E.

Vamos a ver dos grandes puntos a tratar dentro de la idea de negocio. Estos puntos son la base para todo emprendedor a la hora de invertir en un nuevo proyecto, y son: la viabilidad económica del proyecto y el marketing del producto.

Contamos con la oportunidad de exponer nuestra idea ante un grupo de inversores por lo que la puesta en escena y la buena presentación son claves para el buen desarrollo del proyecto.

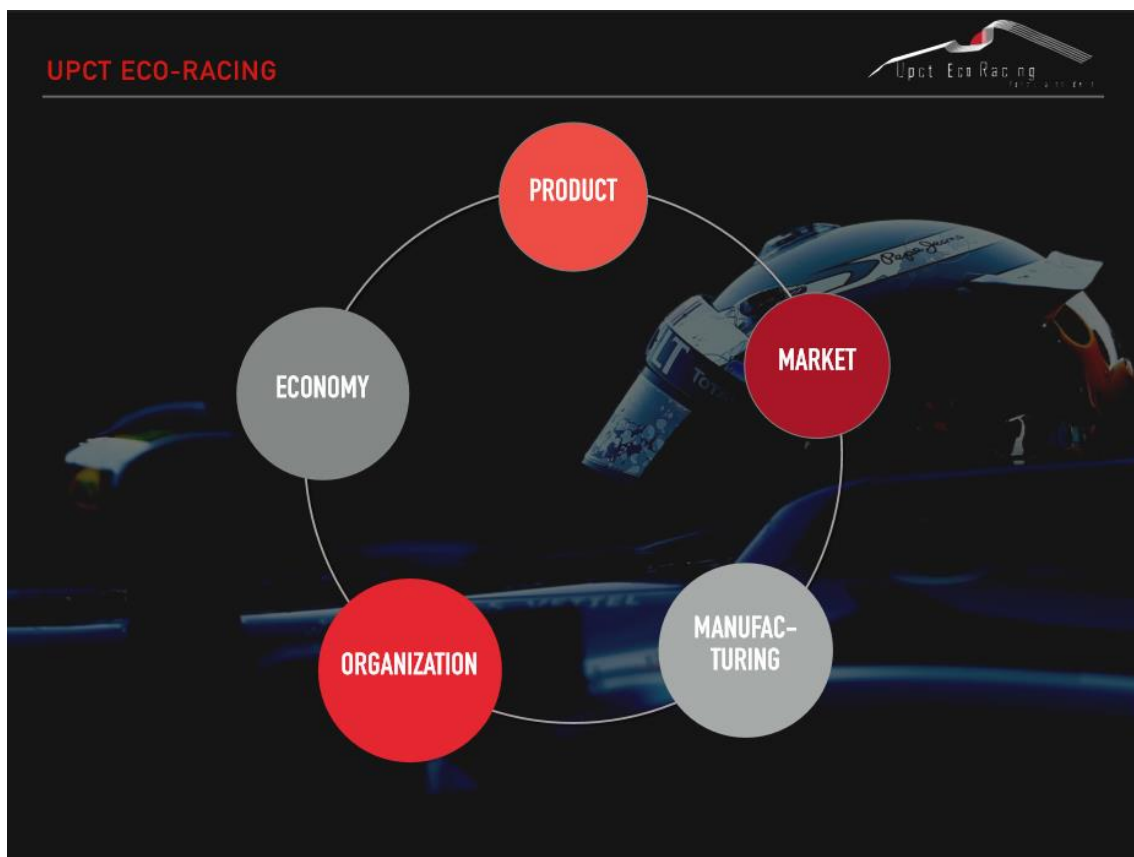


Fig .Puntos tratados en la presentación

Podemos ver los puntos que se exponen, con el objetivo de cubrir todos los aspectos relacionados con el futuro negocio.

10.1. Plan de Marketing

En el plan de marketing vamos a tratar inicialmente el objetivo del marketing de cara a inversiones y terminaremos con la estrategia de marketing adoptada para conseguir ventas, y atención al cliente.

Hay infinidad de maneras de llegar a un inversor, por ello tenemos que cuidar cada detalle de nuestra presentación, lo primero que trataremos es lo visual y es por esto que usaremos una presentación muy visual para llegar rápidamente a él y captar su atención.

A la hora de comenzar la presentación podríamos iniciarla como de costumbre, con saludos y presentaciones personales.

Pero si lo que queremos es dejar huella en esa persona que quiere invertir en nuestra empresa, lo que sugieren muchos autores es comenzar con una historia o frase.

En nuestro caso escogimos una del famoso inventor Nikola Tesla: *“No creo que haya alguna emoción más intensa para un inventor que ver alguna de sus creaciones funcionando. Esa emoción hace que uno se olvide de comer, de dormir, de todo”*

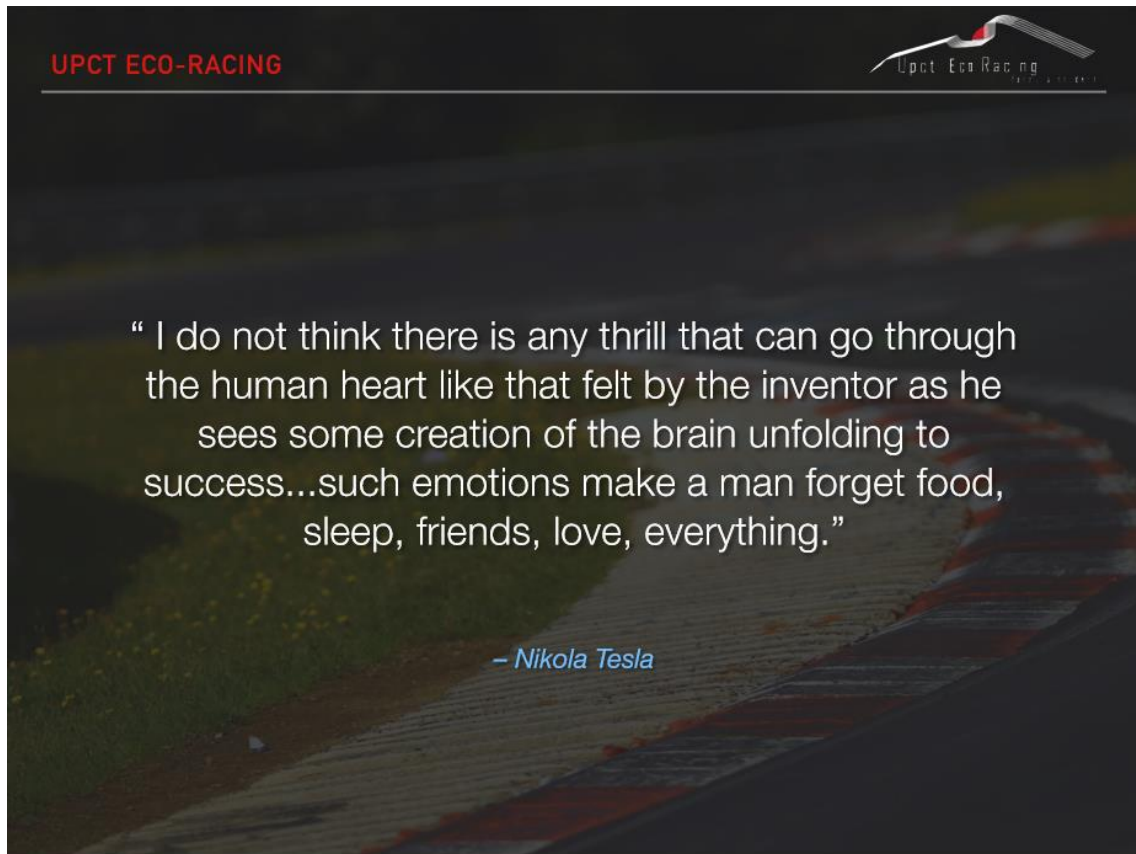


Fig .Frase de Nikola Tesla



Fig .Presentación del producto

Ya habiéndonos presentado, damos lugar a la presentación del producto que traemos, con sus características técnica más importantes.

Unas buenas características técnicas pueden ser claves para convencer a un inversor pero no son esenciales, podemos tener un buen producto en conjunto, que sea un valor seguro para invertir que a la vez no posea las mejores características del mercado.

Este marketing del producto no sirve de nada sin un buen plan de viabilidad y viceversa.

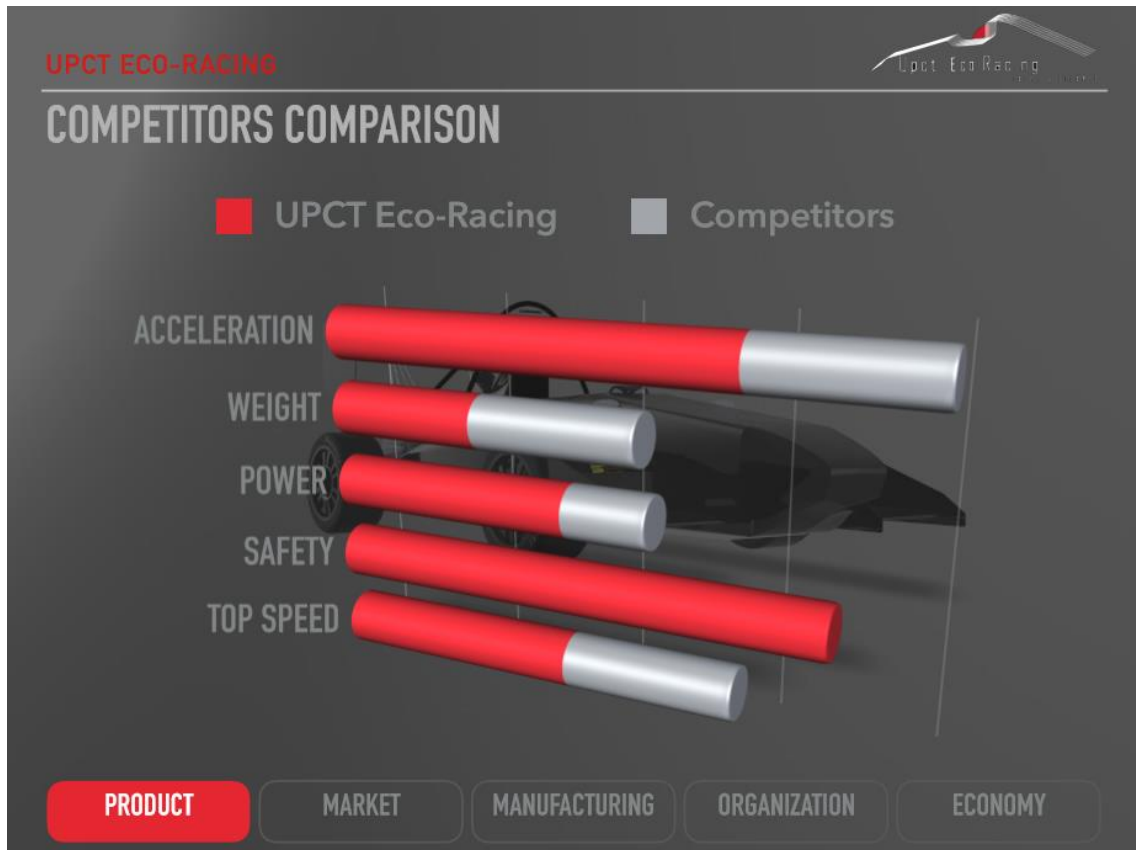


Fig .Comparación de características con competidores.

Más puntos claves en el marketing de la marca, es la expansión de esta con el paso de los años, al igual que en el caso anterior está muy relacionado con la viabilidad.

Una buena política de expansión y realista, puede ser un factor importante para decantar la balanza de un inversor.



Fig .Política de expansión

Con esto podemos concluir el marketing del producto de cara a la presentación ante un inversor, estos factores nos pueden ser de gran ayuda para conseguir una financiación inicial, vendiendo el producto, de la manera más eficaz posible.

Una vez que hemos conseguido esa inversión, tenemos que tener un plan para darnos a conocer al mundo y así conseguir ese número de ventas que hemos estimado y que va a ser la base de que todos nuestros datos económicos se cumplan con una aproximación bastante realista.

Para empezar, tenemos que ser críticos con nuestro producto, pues no es algo que se pueda vender a todos los públicos, debido principalmente a su precio y su uso, no todo el mundo tiene ese afán por la conducción de competición y menos pagar por ello.

Debido a esto, tomamos varias medidas para darnos a conocer: apariciones en revistas especializadas, carteles publicitarios en circuitos de competición, redes sociales, y apariciones en ferias tecnológicas y eventos del mundo del motor.

Con este tipo de eventos se puede captar una mayor cantidad de adeptos a este tipo de hobby, y que de verdad estén interesados en comprar el producto.

Como medida paralela a esto, el objetivo de la empresa, una vez se haya conseguido la suficiente fama es el de crear la propia competición monomarca que atraiga a gran número de entusiasmados del mundo de la competición de motor.



Fig .Revistas especializadas del mundo del motor.



Fig .Publicidad proporcionada en circuitos de competición.

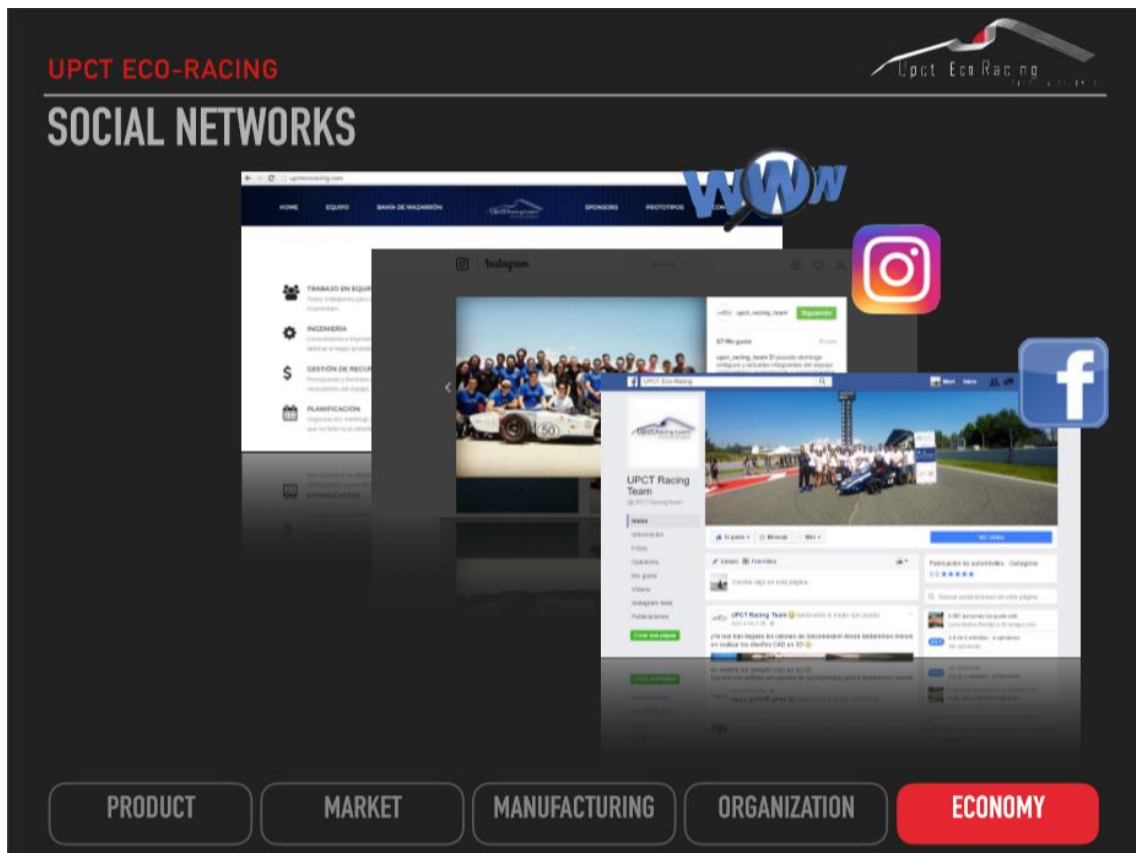


Fig .Redes sociales para marketing del producto

Las redes sociales son un elemento clave para el marketing hoy en día.

Para fomentar el interés por nuestro producto y las novedades que vamos actualizando, motivaremos a los seguidores y los que se mantengan informados de alguna u otra manera, haciendo rifas de algún elemento característico del producto periódicamente y con promociones especiales para aquellos que ya tengan el vehículo.

Una vez que el cliente ha obtenido el producto, se facilita correo, teléfono y el mismo punto de venta para cualquier duda con el servicio postventa, con el que nos comprometemos a recoger el objeto en el mínimo tiempo posible.

También se ofrece un servicio de recambios en el que se puede pedir cualquier pieza de las que tenga el vehículo, casi a precio de coste.



Fig .Servicio de atención al cliente y postventa.

10.2. Plan de viabilidad

Ahora continuamos analizando lo que supone hacer un plan de viabilidad.

Un plan de viabilidad es algo que depende obviamente del entorno económico, por lo que resulta muy difícil de prever con relativo acierto lo que sucederá en un corto período de tiempo.

Es por esto que los las previsiones financieras se fijan a corto plazo, en nuestro caso, la previsión se extiende hasta 5 años, algo razonable.

Podríamos separar este punto del marketing y analizar únicamente datos económicos pero, por el contrario ambos van de la mano, y es que aun el mejor plan de viabilidad posible, no sería objeto de inversión sin un buen plan de marketing.

Para contemplar la viabilidad económica del proyecto debemos analizar varios puntos que serán un indicativo claro de que estamos en, y valga la redundancia, el camino viable.

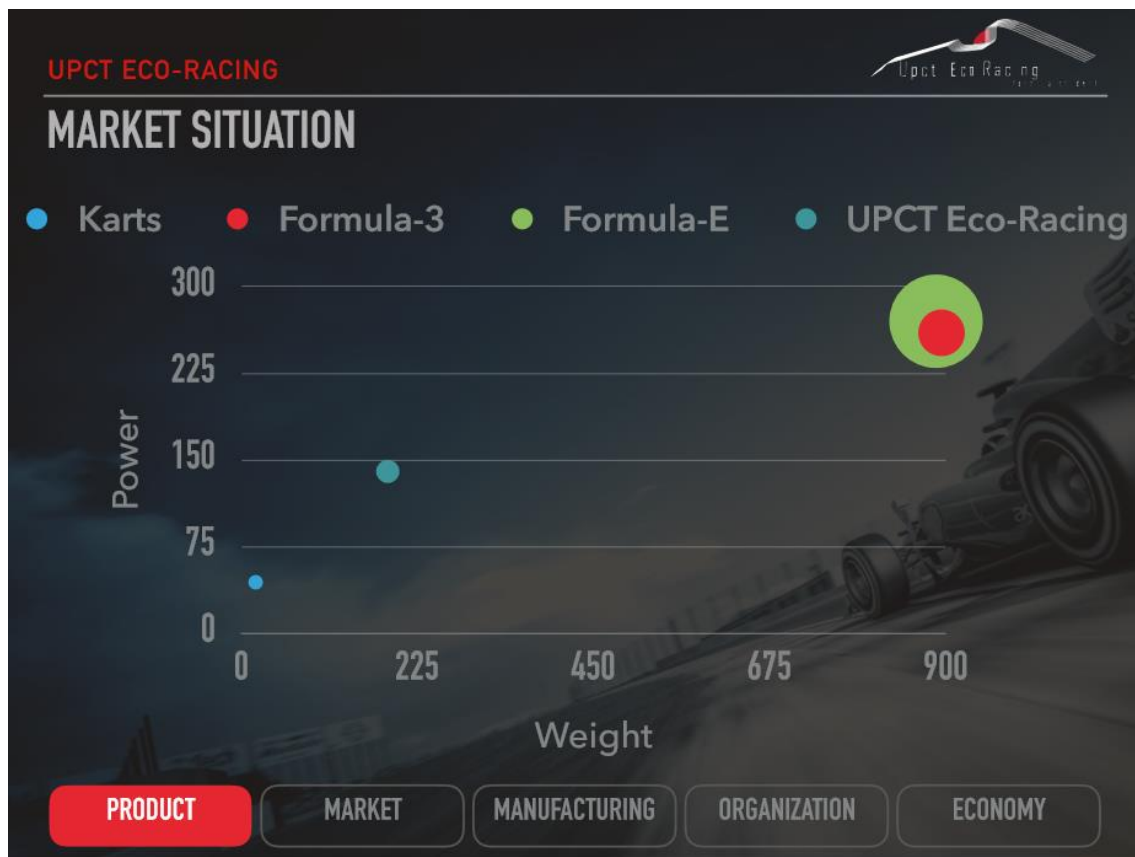


Fig .Situación de mercado del producto

Antes de pasar al aspecto puramente económico de la viabilidad, debemos comprobar si nuestro producto tiene un lugar en el mercado.

Como podemos observar en la figura nuestro producto se adapta a las necesidades de mercado, cubriendo una cota media en la que no existía ningún vehículo y en la que el precio para el siguiente vehículo de competición es desorbitado.

Si además tenemos en cuenta el método de propulsión nuestro producto cubre tanto el nivel medio como el bajo de los vehículos que se encuentran en el mercado.

Dicho esto, podemos afirmar con certeza que el producto que queremos lanzar al mercado tiene una cota definida de mercado y por lo tanto es viable en cuanto a su lanzamiento.

UPCT ECO-RACING

PRODUCTION AND TECHNICAL MEANS

- Milling machine of 5 axis CNC
- CNC Lathe
- 1 Welding Equipment TIG
- 2 Welding Equipment MIG/MAG
- 1 Equipment of compressed air
- Paint/ drying stall
- 1 complete tool set
- 5 complete security equipment (gloves, security glasses, overalls, footwear and loud protection)

PRODUCT MARKET **MANUFACTURING** ORGANIZATION ECONOMY

Fig. Situación demográfica de la fábrica

Para asegurarnos de que se optimiza el proceso de producción, en cuanto a la relación de espacio utilizado con el precio de este, y la situación estratégica del punto en el que se va a desarrollar la actividad.

La situación final para la producción es el Parque Tecnológico de Fuente Álamo con un precio de suelo casi tres veces más barato que en el polígono Cabezo Beaza, con una cercanía de 20 Km a este núcleo industrial y una distancia de solo 15 Km al Circuito de Cartagena, lo que nos supone en aras de la viabilidad, la mejor decisión para la situación de nuestra planta.



Fig .Precios de venta por unidad

Ahora pasemos a datos económicos, en la gráfica podemos observar un aumento gradual del precio de venta, lo que se traduce en un mayor margen de beneficios, año tras año.

Además contamos con una reducción en los costes variables debido a la mejora en el proceso productivo debido a la realimentación derivada del proceso y por una mayor eficiencia de la mano de obra con el paso de los años causada por la repetición del proceso productivo.

Esta reducción de los costes variables ha sido estimada a la baja, lo que puede causar un margen de beneficios mayor, ya que estos tipos de reducciones son muy difíciles de estimar.

Otro factor a tener en cuenta es que al igual que el precio unitario, se estima que aumente el número de ventas debido al marketing realizado, año a año.

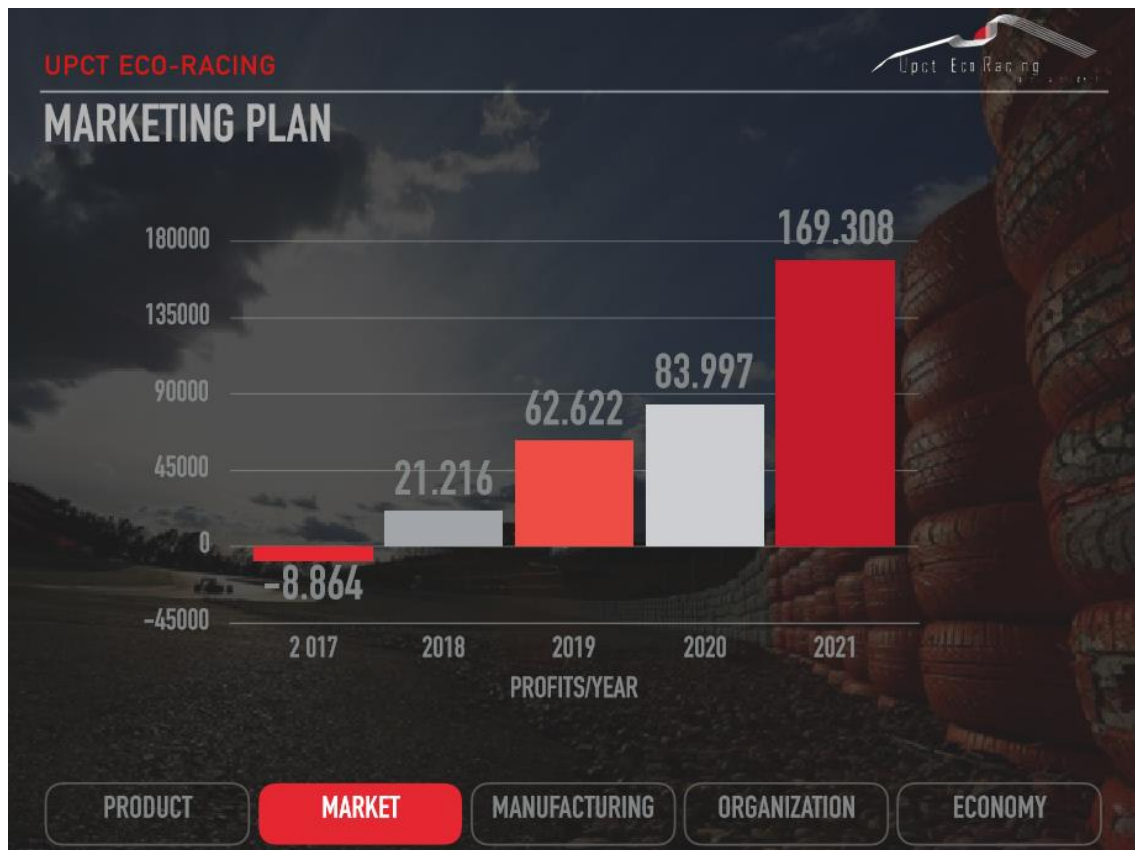


Fig .Margen de ganancias anuales

Teniendo en cuenta todos los datos mencionados, además de los costes fijos, obtenemos una gráfica de beneficios como la que se puede observar en la figura.

Inicialmente, tenemos un año con pérdidas, en el que el margen de beneficios es del 1% negativo, puede parecer que es una mala inversión pero muy pocas empresas pueden presumir de tener beneficios en su primer año.

En cambio, en el segundo año ya se obtienen un margen de ganancias positivo y según las previsiones económicas detalladas en el plan de empresa.

El margen continuará creciendo hasta alcanzar en el quinto año un valor de 11,2% de beneficio anual, lo que podemos considerar una buena cifra, en relativamente poco tiempo.

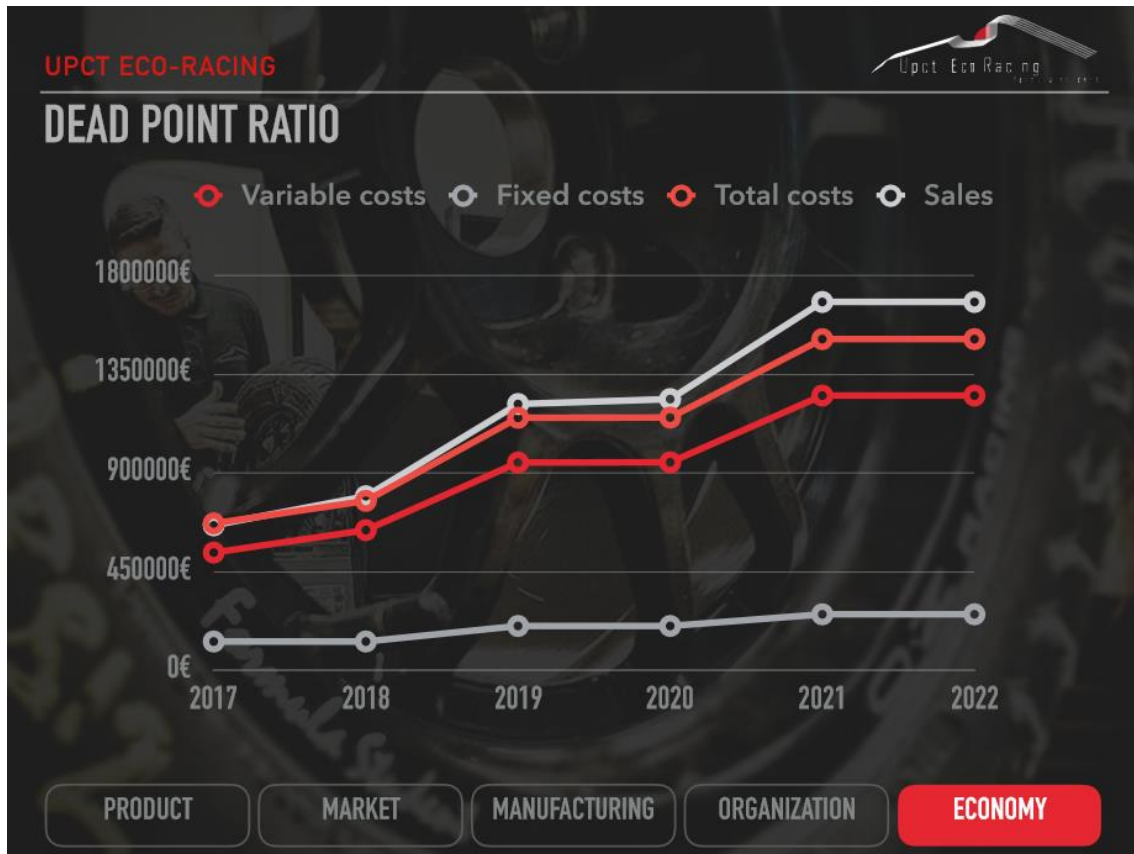


Fig .Representación gráfica del Ratio del punto muerto

Con objeto hacer una valoración de cuando las ventas superaban los costes, se representa el ratio del punto muerto, como podemos ver arriba.

Gracias a la información proporcionada anteriormente podíamos intuir que esto sucedía durante el primer año pero gracias a esta gráfica podemos confirmarlo con certeza.

Vistos todos los puntos que incumben a la viabilidad del proyecto, en términos generales podemos decir que, es un proyecto viable y con opciones de inversión.

Ahora pedimos el capital de inversión necesario para llevarlo a cabo, este es de 140.000 €, con una rentabilidad del 10% y un retorno a 5 años (como se indica en la siguiente figura), supone una opción viable de inversión, con un retorno rápido del capital.

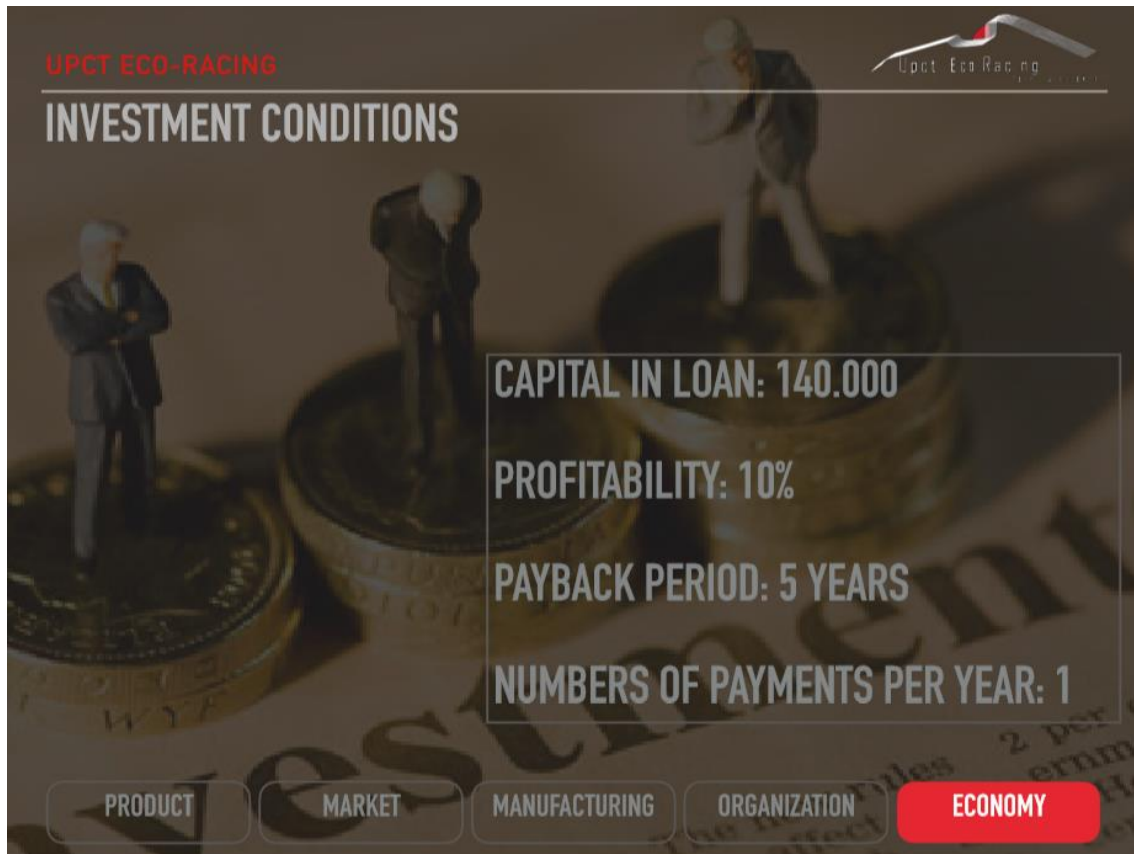


Fig .Inversión inicial para comercializar el producto

10.3. Documentos de viabilidad y marketing

Con el objetivo de convencer a los inversores de la viabilidad de nuestro producto y con una clara connotación de marketing, previamente a la presentación se entregó un resumen ejecutivo que comprendía los puntos más importantes del producto, como las características del mismo o el desglose de los datos económicos.

Al final de la presentación se les proporcionó tarjetas de contacto, con el fin de que contactarán con nosotros en el caso de decidirse por invertir.

Como se puede observar a lo largo de toda la presentación uno de los puntos importantes para ambos ámbitos es el color de la imagen corporativa, en este caso el rojo, pues en la rama del marketing causa una reacción en el subconsciente que lo relaciona con el propio producto y en cuanto a aspectos económicos y de viabilidad transmite seriedad y seguridad en lo proyectado.

UPCT Eco-Racing
Business Plan



Highlights

Product: Single seated car.
Length, width, height and wheelbase= 2750mm/1500mm/1320mm/1550mm.
Weight=250kg.
Electric Engine, *Enstroj Emrax 228LC 80KW*, max peak of 100 KW



Figure 1. UPCT Eco-Racing car

Location of company: Fuente Alamo Technological Park (Region of Murcia – Spain).
Date of production starting: January 2017.
Targeted public: Automotive professional pilots with ages between 15 and 21 years and all ages of amateur pilots who want to enjoy an attractive and funny single-seated car, retire drivers.
Competence: Karts and medium level single-seated vehicles marketers and producers.
Sales price per unit: 26.500 €
Number of units produced during the first 5 years: 25, 30, 45, 45 and 60.
Mean benefit per unit: 1.464,18 €
Mean benefit margin: 5,06 %

Fig .Resumen ejecutivo Cara-1



Fig .Resumen Ejecutivo Cara-2

Como ya se ha mencionado anteriormente, y se puede observar también aquí, el color corporativo es uno de los puntos clave de la imagen en la comercialización del producto.



Fig .Cara frontal de la tarjeta de visita



Fig .Vista trasera de la tarjeta de visita

11. Conclusiones y futuras mejoras

Una vez visto todo el diseño y fabricación del sistema de dirección, mecanismo de suspensión y plan de empresa desde el punto de vista de la viabilidad y marketing, en particular, pero de todo el proyecto que conllevar fabricar cada parte de este vehículo en general, debemos hacer balance y aprender tanto de lo bueno como de lo malo.

11.1. Conclusiones

La experiencia vivida con este prototipo nos da la conclusión de que, siendo este el primer año en el que el proyecto se realiza en tan solo un curso lectivo, es posible hacerlo aunque es verdad que implica una gran implicación por parte de todos los miembros que componen el equipo. No solo eso sino que, incluso se pueden conseguir metas mayores, es cierto que no se dispone de tanto presupuesto como otras universidades pero aun así posible conseguirlo.

Ahora pasemos a conclusiones más técnicas: la primera y más obvia es que es necesario un buen diseño previo debido a las posibles iteraciones en las que cambiamos parámetros como el ratio de instalación, que depende directamente de la geometría del mecanismo de la suspensión. Para ello es necesario fijar unos parámetros base fijos, y a partir de ahí ir obteniendo el resto de parámetros, en otras palabras, lo primero es dotar de personalidad al vehículo.

Otro aspecto importante a la hora de diseño es la consideración de todos los elementos que rodean a cada componente, pues podemos tener interferencias indeseadas que limiten nuestro diseño inicial en cuanto a comportamiento y que requieran un rediseño rápido en el período de fabricación, normalmente este tipo de rediseños no tienen en cuenta muchas variables iniciales y por lo tanto resolvemos el problema surgido en detrimento de los tiempos a la hora de la puesta en marcha. En definitiva, definir todos y cada uno de los puntos del coche antes de cerrar el diseño, de manera que estemos completamente seguros de que no nos va a surgir ningún imprevisto, y la fabricación sea única y exclusivamente ensamblar todo lo que hemos proyectado. Evidentemente esto no es nada sencillo y suele haber errores incluso en grandes empresas.

En cuanto a las conclusiones del proceso de fabricación, destacar el trabajo controlado, no por trabajar antes se obtiene un resultado mejor, hay tareas que deben realizarse una vez se hayan terminado otras, por lo que la fabricación no debe ser un proceso en el que las cosas se monten conforme nos las proporcionen nuestros proveedores, sino que debe estar proyectado cada uno de los pasos e ir siguiéndolos uno tras otro, de otra manera, empezar una tarea demasiado adelantada o demasiado atrasada, puede dar problemas en cuanto al montaje de esa parte conforme se había proyectado.

11.2. Futuras mejoras

En cuanto a futuras mejoras cabe mencionar unos cuantos apartados a mejorar.

11.2.1. Amortiguación

La amortiguación que se está reutilizando es demasiado grande y dura para poder optimizar un vehículo de competición, si queremos hacer un coche competitivo necesitamos unos amortiguadores más ligeros y ajustables como pueden ser los Ohlins TTX 25, con menos recorrido que los actuales y dos métodos más de regulación son ideales para el uso en la Formula Student, hecho que podemos corroborar si hacemos un poco de benchmarking.



Fig. Ohlins TTX-25

11.2.2. Baterías

El cambio de las baterías es necesario, como toda batería están regidas por un ciclo de histéresis que acaba deteriorando la batería tras ciclos de carga y descarga, no solo por el deterioro, sino por la obsolescencia, las baterías actuales, entregan una menor potencia que las de carbono o las de li-po.

Realizar un cambio en las baterías podría significar aumentar la tensión de trabajo lo que implica un aumento de rendimiento para una misma potencia, por esto debemos intentar aumentar el voltaje en medida de lo posible, hasta unos valores aproximados de 600-700 V que es donde se estabiliza el valor del rendimiento.

11.2.3. Dirección

Todos los elementos que forman el sistema de dirección tienen rápido desgaste con el uso, por lo que no es aconsejable una reutilización de un prototipo a otro de los elementos de este sistema, no obstante, hay algunos que se pueden reutilizar, pero los que se deberían sustituir son:



Fig. Quick release de Sparco

El quick release, el estriado interior de este elemento se desgasta con mucha facilidad, y más teniendo en cuenta que este elemento es de aluminio y está sometido a un rozamiento con acero. Para mantener el máximo tiempo posible este elemento sin desgaste, debe llevar un engrase o lubricación de manera que evitemos el fenómeno de la lubricación límite.



Fig. Cremallera de dirección

Una nueva cremallera, que aligere peso en formula seven podemos ver una que tan solo pesa 800 gramos además de incorporar sensores para medir el grado de giro del volante, algo muy interesante para una posible incorporación de un diferencial electrónico.



Fig. Volante OMP usado en el FS-UPCT-2016E

También sería necesario un cambio de volante, el volante es algo que se puede adaptar sin problemas y no sufre desgaste, pero el problema en este caso son las dimensiones, este modelo de volante es excesivamente grande para asegurar una conducción cómoda, a la vez que se cumpla la normativa por la cual no puede salir del habitáculo en ningún punto de giro.

11.2.4. Motor por rueda



Fig. Motor en rueda

Sería interesante incluir un motor por rueda, pues está al orden del día en propulsión eléctrica y aunque no fuera en las 4 ruedas, en el eje trasero inicialmente, puesto que esto supondría eliminar la cadena de transmisión lo que conllevaría un gran ahorro de espacio en el coche, además de contar con el hecho de la ganancia de velocidad y par que se tiene con la incorporación de más motores.

11.2.5. Sensorización



Fig. Diversidad de sensores

Ahora que incorporamos una centralita el siguiente objetivo es el de controlar todos los procesos que ocurren en el coche, por medio de sensores, una vez que hayamos hecho la recogida de datos de la mayoría de los procesos el objetivo es analizar esos datos en forma de telemetría.

Un paso posterior a este sería es de controlar por medio de las señales recibidas, determinados procesos, como puede ser un diferencial electrónico, con un motor en cada rueda trasera, así se controlaría la entrega de potencia en cada instante a cada motor, dependiendo de las condiciones de conducción.

12. Bibliografía

Ackermann, J., & Bunte, T. (1997). Yaw disturbance attenuation by robust decoupling of car steering. *Control Engineering Practice*, 5(8), 1131-1136.

[http://doi.org/10.1016/S0967-0661\(97\)00106-8](http://doi.org/10.1016/S0967-0661(97)00106-8)

Amman, S., Meier, R., Trost, K., & Gu, P. (2005). *Equal Annoyance Contours for Steering Wheel Hand-arm Vibration* (SAE Technical Paper No. 2005-01-2473). Warrendale, PA: SAE Technical Paper. Recuperado a partir de <http://papers.sae.org/2005-01-2473/>

Bohannon, R. W. (1998). Hand-grip dynamometry provides a valid indication of upper extremity strength impairment in home care patients. *Journal of Hand Therapy*, 11(4), 258-260. [http://doi.org/10.1016/S0894-1130\(98\)80021-5](http://doi.org/10.1016/S0894-1130(98)80021-5)

Del Brío León, M.D. & Calvo del Brío, M. (2008). "COMUNICACION. 1-Hablar en público. Técnicas de presentación de proyectos"

Eksioglu, M., & Kizilaslan, K. (2008). Steering-wheel grip force characteristics of drivers as a function of gender, speed, and road condition. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 38(3-4), 354-361. <http://doi.org/10.1016/j.ergon.2008.01.004>

Giacomin, J., Shayaa, M. S., Dormegnie, E., & Richard, L. (2004). Frequency weighting for the evaluation of steering wheel rotational vibration. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 33(6), 527-541. <http://doi.org/10.1016/j.ergon.2003.12.005>

González Otón, G. (2015). "Diseño y Fabricación de los sistemas de suspensión y dirección de un monoplace de Formula Student" TFG por la UPCT

Gyi, D. E., & Porter, J. M. (1999). Interface pressure and the prediction of car seat discomfort. *Applied Ergonomics*, 30(2), 99-107. [http://doi.org/10.1016/S0003-6870\(98\)00018-0](http://doi.org/10.1016/S0003-6870(98)00018-0)

- Land, M. F., & Tatler, B. W. (2001). Steering with the head: The visual strategy of a racing driver. *Current Biology*, 11(15), 1215-1220. [http://doi.org/10.1016/S0960-9822\(01\)00351-7](http://doi.org/10.1016/S0960-9822(01)00351-7)
- Makhsous, M., Hendrix, R., Crowther, Z., Nam, E., & Lin, F. (2005). Reducing whole-body vibration and musculoskeletal injury with a new car seat design. *Ergonomics*, 48(9), 1183-1199. <http://doi.org/10.1080/00140130500226903>
- Massy-Westropp, N., Rankin, W., Ahern, M., Krishnan, J., & Hearn, T. C. (2004). Measuring grip strength in normal adults: Reference ranges and a comparison of electronic and hydraulic instruments 1. *The Journal of Hand Surgery*, 29(3), 514-519. <http://doi.org/10.1016/j.jhsa.2004.01.012>
- Milliken, W.F. & Milliken, D.L. (1995). "*Race Car Vehicle Dynamics*"
- Moriano, J.A. y Palací F.J. (2003). "*Guía luces para emprendedores*"
- Morioka, M., & Griffin, M. J. (2009). Equivalent comfort contours for vertical vibration of steering wheels: Effect of vibration magnitude, grip force, and hand position. *Applied Ergonomics*, 40(5), 817-825. <http://doi.org/10.1016/j.apergo.2008.06.001>
- Smith, R. J., & Bryant, R. G. (1975). Metal substitutions in carbonic anhydrase: a halide ion probe study. *Biochemical and Biophysical Research Communications*, 66(4), 1281-1286.