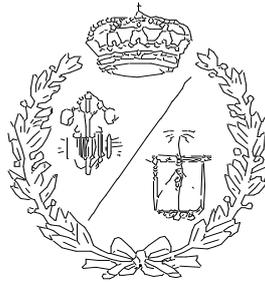


ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS  
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



*Proyecto Fin de Grado*

**DISEÑO CINEMÁTICO Y DINÁMICO DEL  
SISTEMA DE SUSPENSIÓN PARA VEHÍCULO  
DE COMPETICIÓN FORMULA STUDENT**

**(Kinematic and Dynamic Desing of Suspension  
System for Formula Student Competition's  
Vehicle)**

Para acceder al Título de

**GRADUADO EN INGENIERÍA MECÁNICA**

Autor: Joaquín Maza Rey

Mayo – 2016

# *Agradecimientos*

*A mi madre, mi padre y mi hermana por todo el apoyo que me han dado durante todos estos años.*

*A mi tutor Pablo García por la ayuda que me ha brindado a lo largo del desarrollo del proyecto.*

*A todas las personas, profesores y compañeros, que me han ayudado a ser lo que siempre he querido ser.*

*Gracias.*

*Joaquín.*

MEMORIA.....	7
1. INTRODUCCIÓN .....	8
2. OBJETO DEL PROYECTO.....	9
3. ANTECEDENTES .....	10
3.1. EL SISTEMA DE SUSPENSION .....	10
3.2. CONFIGURACIÓN. TIPOS DE SUSPENSIÓN.....	10
3.3. GEOMETRÍA DEL SISTEMA SUSPENSIÓN-DIRECCIÓN.....	18
3.4. MOVIMIENTO DE BALANCEO .....	28
3.5. MOVIMIENTO DE CABECEO .....	34
3.6. PARTES SISTEMA SUSPENSIÓN Y DIRECCIÓN .....	42
3.7. DINÁMICA DEL VEHÍCULO .....	44
3.8. SOFTWARE MULTICUERPO. MSC ADAMS.....	49
4. PLANTEAMIENTO DEL DISEÑO .....	54
4.1. REQUERIMIENTOS DE LA COMPETICIÓN.....	54
4.1.1. REQUERIMIENTOS GENERALES .....	54
4.1.2. REQUERIMIENTOS DE LA SUSPENSION .....	54
4.1.3. REQUERIMIENTOS DE LAS RUEDAS .....	55
4.1.4. REQUERIMIENTOS DE LA DIRECCIÓN.....	55
4.1.5. REQUERIMIENTOS EVENTOS DINÁMICOS.....	56
4.2. CONDICIONES INICIALES .....	57
4.3. PLAN DEL DISEÑO .....	58
5. ANÁLISIS DE SOLUCIONES.....	61
5.1. TIPO DE SUSPENSION. RÍGIDA O INDEPENDIENTE .....	61
5.2. ÁNGULO DE CAIDA. CAMBER .....	62
5.2.1. Cinemática de la variación del camber .....	62
5.3. ÁNGULO DE CONVERGENCIA. TOE-IN.....	63
5.3.1. Cinemática de la variación de la convergencia.....	63
5.3.2. Variación de la convergencia como causa del balanceo .....	64

5.4. NEUMÁTICOS Y LLANTAS.....	64
6. RESULTADO FINAL.....	65
6.1. DIMENSIONES CHASIS.....	66
6.2. DIMENSIONES DE LOS ELEMENTOS.....	66
6.3. PUNTOS DE ANCLAJE.....	67
6.4. GEOMETRÍA DE LAS RUEDAS.....	69
6.5. PARÁMETROS SUSPENSIÓN.....	69
ANEXOS A LA MEMORIA.....	70
1. DIMENSIONAMIENTO Y MODELIZACIÓN.....	71
1.1.1. Posición brazos de la suspensión.....	72
1.1.2. Longitud brazos de control.....	75
1.1.3. Mangueta.....	77
1.1.4. Tirante.....	79
1.1.5. Balancín.....	79
1.1.6. Sistema de dirección.....	81
1.2. CONEXIONES.....	82
1.2.1. Restricciones eje delantero.....	83
1.2.2. Restricciones eje trasero.....	86
1.2.3. Restricciones coche completo.....	88
1.3. VARIABLES DE DISEÑO.....	92
1.4. DESIGN OF EXPERIMENTS.....	101
1.5. SIMULACIONES.....	103
1.5.1. Simulación estática.....	103
1.5.2. Simulación evento aceleración.....	108
1.5.3. Simulación frenado máximo.....	114
1.5.4. Simulación evento skid-pad.....	117
2. ESTUDIO CINEMÁTICO.....	119
2.1.1. Propósito de la configuración cinemática.....	119
2.2. BATALLA.....	120

2.3. ANCHO DE VIA.....	120
2.4. CENTRO Y EJE DE BALANCEO .....	126
2.5. ÁNGULO DE INCLINACIÓN. CAMBER.....	128
2.5.1. Influencia del balanceo sobre el ángulo de inclinación .....	130
2.6. ÁNGULO DE CONVERGENCIA. TOE-IN.....	133
2.6.1. Evento: skid-pad .....	137
2.6.2. Evento: aceleración.....	139
2.7. ÁNGULO DE CABECEO .....	142
2.7.1. Evento: frenado máximo .....	142
2.7.2. Evento: aceleración.....	144
2.8. ÁNGULO DE BALANCEO .....	145
3. ESTUDIO DINÁMICO .....	147
3.1. ÁNGULO DE BALANCEO .....	151
3.2. ÁNGULO DE CABECEO .....	152
PLIEGO DE CONDICIONES.....	154
1. SÓLIDO RÍGIDO.....	155
1.1. MASAS E INERCIAS.....	155
2. UNIONES / JOINTS .....	160
3. NEUMÁTICOS .....	161
3.1. FÓRMULA MÁGICA DE PACEJKA .....	161
3.2. ADAMS/VIEW.....	162
PRESUPUESTO.....	163
1. DESCRIPCION DEL PRESUPUESTO.....	164
2. COSTES DE LOS COMPONENTES OFICIALES .....	165
3. COSTES DE LA MATERIA PRIMA .....	165
4. COSTES DE LOS COMPONENTES FABRICADOS.....	166
5. MANO DE OBRA DIRECTA.....	167
6. MANO DE OBRA INDIRECTA .....	168
7. GASTOS GENERALES .....	169

8. BENEFICIO.....	170
9. COSTE TOTAL DEL PROYECTO .....	171
ANEXOS.....	172
1. DATOS PRUEBA FRENADO MÁXIMO .....	173
2. ARCHIVO DEL NEUMÁTICO .....	174
BIBLIOGRAFÍA.....	183

# MEMORIA

# 1. INTRODUCCIÓN

Formula Student es una competición celebrada en diferentes países de todo el mundo en la que una gran variedad de equipos representando a sus universidades trabajan a lo largo del año en el diseño y construcción de un monoplaza de carreras.

El origen de esta competición data de 1981, cuando la Sociedad de Ingenieros de Automoción en los Estados Unidos organizó la primera edición. Se celebraron 10 competiciones en el año 2010 alrededor de todo el mundo (Reino Unido, Alemania, Italia, Austria, Estados Unidos, Brasil, Australia, Japón, Corea y por primera vez en España).

Formula Student permite a los estudiantes poner en práctica todos los conocimientos adquiridos, simulando una situación real, en la que el equipo trabaje como si fuese parte de una empresa. Los estudiantes deben introducirse en el ámbito industrial para buscar patrocinadores o apoyo. El trabajo bajo presión, la planificación y control de costes son algunos de los aspectos a manejar, y guiará a los estudiantes a un nivel mayor en su educación, desarrollo de nuevas habilidades, a enfrentarse a situaciones reales y a ser mejores ingenieros.

El propósito de la competición es la de simular una situación real en la que una empresa o marca de coches contrata un equipo de ingenieros para el desarrollo de un prototipo de un monoplaza de carreras. Este coche tiene que tener unos requisitos mínimos de control, aceleración, freno y estabilidad, además de tener un coste razonable, ser fácil de mantener y una alta seguridad. Durante la competición los equipos son evaluados a nivel teórico y práctico, y deben demostrar sus conocimientos y habilidades.

Durante el evento Formula Student los equipos deben superar satisfactoriamente diferentes pruebas estáticas y dinámicas, de coste de producción, etc.

## 2. OBJETO DEL PROYECTO

El principal objetivo de este proyecto es el diseño cinemático de todo el conjunto del sistema de suspensión de un monoplaza de carreras participante en Formula Student.

También hay otros objetivos derivados del diseño de la suspensión:

- Dimensionamiento geométrico de la estructura de la suspensión con el objetivo de obtener un comportamiento adecuado.
- Determinación del comportamiento del vehículo en pista (comportamiento en recta y paso por curva).
- Influencia de la suspensión en el sistema de dirección en los eventos de aceleración y frenado.

Con todo esto, el objetivo final del proyecto es que se pueda utilizar el diseño final de la suspensión y dirección en la construcción de cualquier monoplaza participante en Formula Student y que además cumpla con los requisitos exigidos por las normas de la competición.

## **3. ANTECEDENTES**

### **3.1. EL SISTEMA DE SUSPENSION**

La suspensión en un automóvil es el conjunto de elementos encargados de mantener el contacto de la rueda con la carretera y de absorber las irregularidades de esta con el fin de reducir las vibraciones transmitidas a pasajeros y mercancías (en el caso de vehículos comerciales) o mejorar el comportamiento en aceleración, deceleración y paso por curva en vehículos de competición.

La suspensión se encarga de soportar la masa suspendida, las fuerzas verticales debidas a las irregularidades de la carretera, las fuerzas longitudinales debidas a la frenada y aceleración y por último las fuerzas laterales debidas a las trayectorias curvas.

En un vehículo la masa total se divide en masa suspendida y masa no suspendida. La masa no suspendida está compuesta por la masa de la rueda, del amortiguador y otros componentes conectados directamente a estos. La masa suspendida es la porción de la masa total soportada por la suspensión y está compuesta por la carrocería, el chasis, motor, transmisión, interior del vehículo, etc.; o en otras palabras todos aquellos elementos no conectados al sistema de suspensión.

La suspensión controla el movimiento de la carrocería (cinemática) y restringe los grados de libertad del neumático que, considerando la rueda como un sólido rígido (el neumático se deforma: adhesión e histéresis) tiene seis grados de libertad que se definen mediante el sistema de suspensión al que va unida.

Mediante el muelle (rigidez) y el amortiguador se controlan las fuerzas y momentos para conseguir una respuesta óptima del vehículo.

### **3.2. CONFIGURACIÓN. TIPOS DE SUSPENSIÓN**

Según el grado de dependencia, configuración estructural y el tipo de elemento que aporta rigidez, existen varios sistemas de suspensión. No existe una configuración ideal de sistema de suspensión, hay que buscar una solución para cada diferente caso dependiendo de si estamos estudiando el eje delantero (que incluye la dirección) o el eje trasero, el tipo de terreno o características de la carretera por donde principalmente va a circular el vehículo o el tipo de coche que estamos diseñando (deportivo, 4x4, monovolumen, etc.) entre otros.

Clasificación:

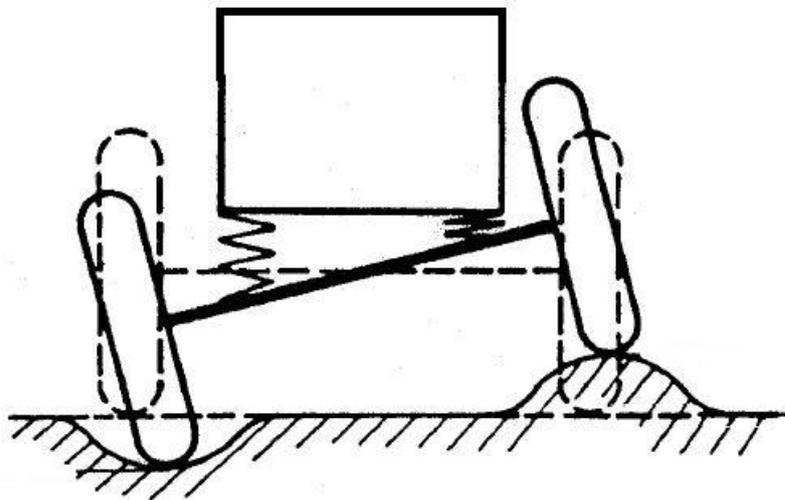
- Según el grado de dependencia: suspensiones rígidas, independientes y semiindependientes o semirrígidas.

- Según la configuración estructural: McPherson, brazos oscilantes, brazo tirado, paralelogramo deformable y suspensión multibrazo (multilink).

### 3.2.1. Suspensión de eje rígido

Las suspensiones de eje rígido pueden tener varias desventajas para vehículos de pasajeros pero en vehículos comerciales pueden ser desventajas aceptadas, por ejemplo:

- El peso. Si el diferencial está situado en la carcasa del eje, se produce una tendencia de la rueda a que salte en carreteras bacheadas.
- Ruedas conectadas entre sí, cuyo movimiento de una influye a la otra. Al estar conectadas por una barra recta, mientras una rueda se comprime la otra se extiende.
- El espacio necesario por encima del eje se corresponde con la carrera de compresión del muelle.
- Poco margen de ajuste o modificación.
- Las cargas en las ruedas sufren variaciones en la aceleración. Si el diferencial está situado sobre el eje rígido, el par de giro que viene del motor es absorbido por las ruedas en el centro de los puntos de contacto con el suelo, resultando en cambios en la fuerza vertical.



*Figura 1.1: Dependencia entre ruedas en sistemas de eje rígido*

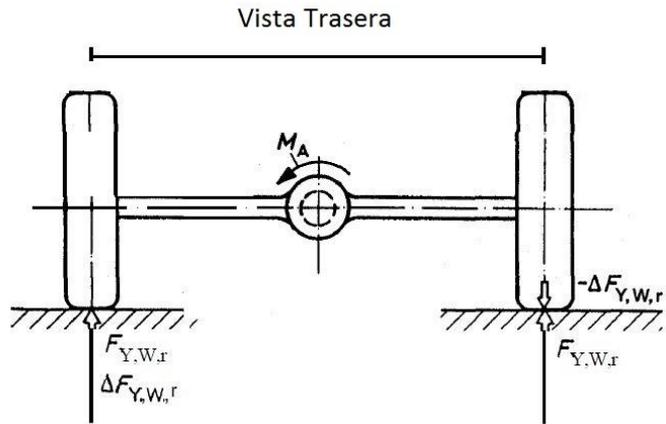


Figura 1.2: Variación carga vertical en eje rígido

Es un sistema simple y robusto en el que se busca que la trayectoria del eje rígido respecto a la carrocería sea lo más recta posible. Se pueden adoptar varias soluciones pero todas se basan en la absorción del momento lateral mediante una barra transversal.

El sistema más simple es la de colocar una barra simple o barra Panhard. Se basa en la aproximación de una trayectoria curva de mucho radio a una recta.



Figura 1.3: Barra Panhard en vehículo

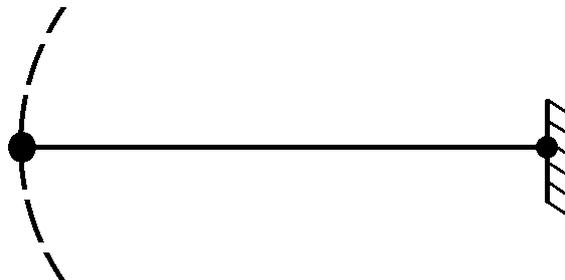


Figura 1.4: Esquema cinemático barra Panhard

Otra solución es la unión Watt, que es un mecanismo que mejora al de Panhard aproximándose mejor a una trayectoria recta.

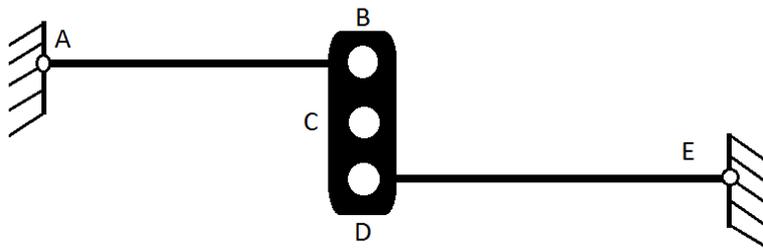


Figura 1.5: Esquema cinemático unión Watt

### 3.2.2. Suspensiones semiindependientes

Comúnmente es usado en vehículos pequeños y medianos con tracción en el eje delantero. Este tipo de suspensión presenta un cierto grado de dependencia en el movimiento de las ruedas de cada lado. Cabe destacar dos configuraciones de suspensión semiindependiente:

- Sistema de Dion, en el que las ruedas están conectadas entre sí a través de un sistema telescópico que hace variar el ancho de vía. Muy complejo.
- Sistema eje de torsión: es similar al de eje rígido pero con posibilidad de deformación a torsión.



*Figura 1.6: Ejemplo suspensión semiindependiente o semirrígida*

### 3.2.3. Suspensiones independientes

Como su nombre indica, su principal característica es que el movimiento de una rueda no depende del de la otra del mismo eje. Sus ventajas son:

- Ocupa menos espacio, luego hay más para el motor u otros componentes.
- Pesa menos.
- Permite un control más fácil de la dirección, lo que se traduce en mayor estabilidad y confort.

Estas características permiten que, incluso aumentando la aceleración y velocidad en curva, el vehículo se pega más a la carretera y es más fácil de controlar sin peligro de sufrir subviraje o sobreviraje.

En este tipo de suspensiones es donde encontramos una mayor variación de configuraciones: McPherson, de semiejes oscilantes, de doble brazo oscilante, multilink, de brazos arrastrados y de brazos semiarrastrados.

La configuración más sencilla es la de **semiejes oscilantes** ya que la rueda está unida al chasis por un único brazo transversal.

Una de las configuraciones más usadas es la de **doble brazo oscilante** (junto a la McPherson). Consiste en dos barras transversales (también llamados brazos de control) que son montadas de manera que rotan sobre el chasis o la carrocería. En el caso del eje delantero están conectados en la mangueta de la dirección mediante pares esféricos.

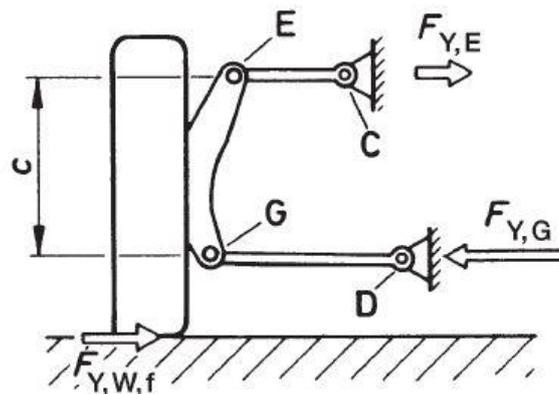


Figura 1.7: Fuerzas laterales en suspensión de doble brazo oscilante

Cuanto mayor sea la distancia  $c$  entre brazos (Figura 1.8), menor son las fuerzas absorbidas en los brazos de control con lo que el control en la dirección es más preciso. Los primeros diseños montaban los brazos de control paralelos y de igual longitud, lo que hacía que el centro de balanceo se situase en el suelo y con ello, el momento de vuelco o balanceo fuese demasiado alto. Al comprimirse la suspensión el ancho de vía se modificaba de manera que se producía una caída positiva en las ruedas, lo que se traduce en un desgaste irregular del neumático y una mala adherencia en curva. Pero la principal ventaja de la suspensión de doble brazo oscilante son sus infinitas configuraciones cinemáticas, con lo que en la actualidad se ha conseguido mantener el ancho de vía constante y que la caída en las ruedas se reduzca, mejorando el comportamiento y el desgaste en los neumáticos.

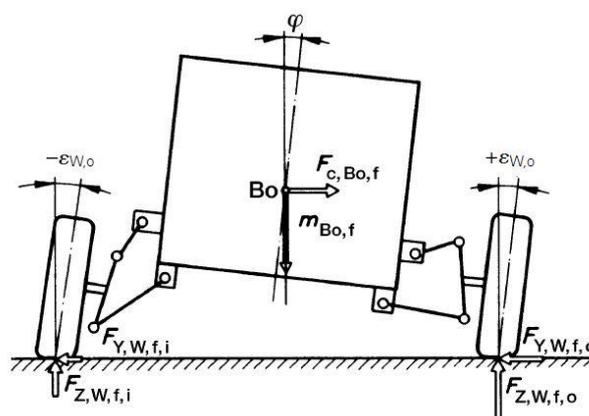


Figura 1.8: Fuerzas, ángulo de balanceo y caída de las ruedas de un vehículo cuando toma una curva

Las diferentes posiciones de los brazos de control determinan la altura del centro de balanceo. Además, la modificación de las longitudes influye en la geometría de las ruedas, o en otras palabras variamos el camber y el ancho de vía. Con un brazo superior más corto la compresión de las ruedas tienden a un camber más negativo y la extensión a uno más positivo. Contrarrestando así el cambio de camber debido al balanceo del vehículo (Figura 1.9).

A continuación se definen algunos de los términos utilizados:

El centro de balanceo es el centro instantáneo de rotación situado en el centro del vehículo (en vista frontal) alrededor del cual el plano central del vehículo gira con respecto al suelo cuando se le aplica una fuerza lateral.

El eje de balanceo se define como el eje instantáneo de rotación que atraviesa al vehículo longitudinalmente y alrededor del cual el chasis rota cuando se aplica una fuerza lateral.

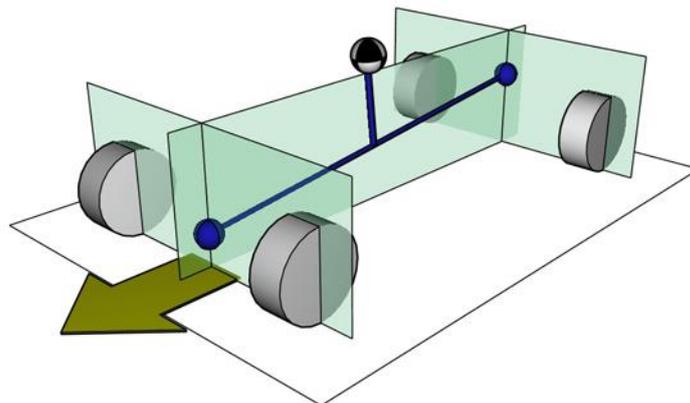


Figura 1.9: Centro de balanceo y eje de balanceo

Ancho de vía: distancia entre los planos medios de las ruedas de un mismo eje. Es un parámetro fundamental en el comportamiento del vehículo.

Suspensión **McPherson**: es una modificación de la suspensión de doble brazo oscilante. El montaje más habitual es con el amortiguador encerrado por el muelle helicoidal y el conjunto sirve de eje de kingpin de la rueda. También, el brazo superior se sustituye por un pivote al que se une el final del conjunto muelle-amortiguador.

La suspensión McPherson se monta principalmente en ejes delanteros y su principal ventaja frente a otras configuraciones de suspensión independiente es que todos los componentes de la suspensión y dirección se pueden combinar en un solo ensamblaje (Figura 1.10).

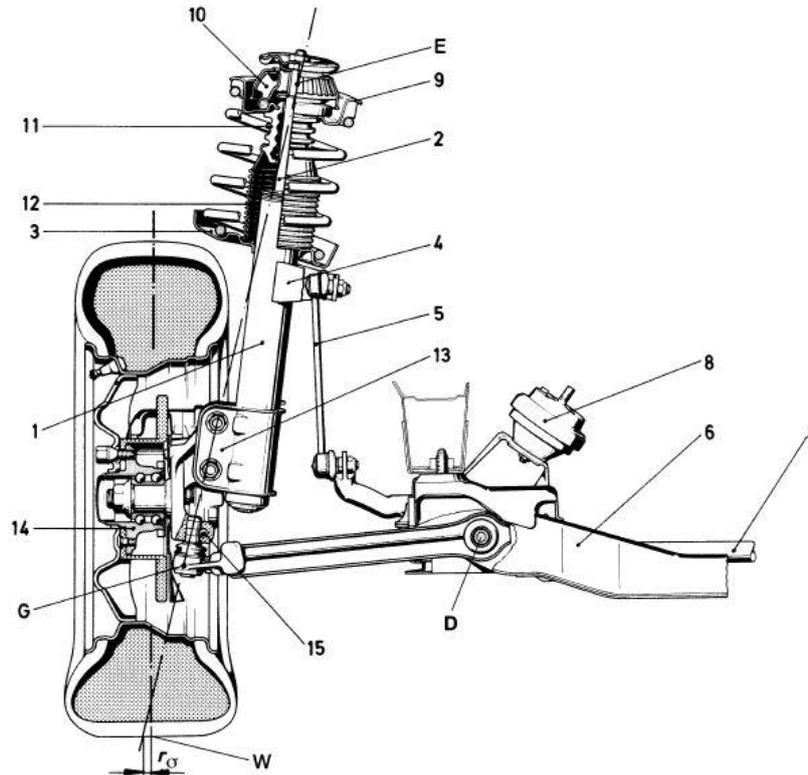


Figura 1.10: Vista trasera de la rueda izquierda de una suspensión tipo MCPerson

#### Ventajas:

- Ocupa poco espacio lateral, lo que deja más para los componentes de motor.
- Las reacciones de la suspensión sobre el chasis en los puntos E y D (Figura 1.8) debidas a las fuerzas laterales son bajas.
- Mayor carrera del muelle.
- Coste bajo debido al uso de un número de componentes relativamente bajo.

#### Desventajas:

- Características cinemáticas menos favorables que en la suspensión de doble brazo oscilante. Como por ejemplo mayor variación del ancho de vía.
- Fuerzas de rozamiento elevadas en los elementos de unión.
- En ocasiones el espacio entre la rueda y el amortiguador es muy reducido.
- Aparecen vibraciones en el interior del guardabarros.

Otra configuración de suspensión independiente es la llamada **multilink**. Es el tipo de suspensión cuyo abanico de diseño es más amplio. Se compone de cinco brazos o más, dependiendo del espacio disponible, que se encargan de cumplir con las características cinemáticas requeridas y de absorber las fuerzas y el par.

Aparte de las ventajas ya vistas en las suspensiones independientes, la suspensión multilink ofrece las siguientes:

- Posibilidad de establecer el *kingpin offset* que se quiera. Es un parámetro importante en el comportamiento de la dirección.
- Posibilidad de controlar muchas características y parámetros de la suspensión debido al amplio rango de diseño.
- Debido a esto último, se puede conseguir un buen comportamiento en carretera.

Desventajas:

- Coste elevado debido al alto número de brazos empleados y también de cojinetes.
- Mayores costes de producción y ensamblaje.
- Mayor desgaste de los cojinetes.



Figura 1.11: Suspensión multilink perteneciente a un Mercedes serie 190

La suspensión de **brazos arrastrados** se utiliza en ejes traseros y se caracteriza porque los brazos de control se colocan longitudinalmente en la dirección de avance y el eje de unión de los pares de rotación que lo unen al chasis es perpendicular a la línea central del vehículo.

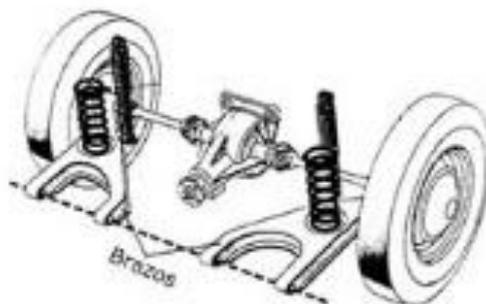


Figura 1.12: Suspensión de tipo brazos arrastrados

Los brazos de control tienen que resistir esfuerzos en todas las direcciones, los momentos de frenado y aceleración, controlar el cabeceo, y están sujetos a altos esfuerzos de flexión y torsión.

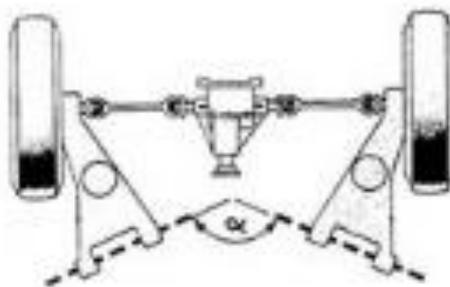
Que el eje de unión de los puntos de anclaje sea perpendicular a la línea central del vehículo evita que el camber y toe-in cambien a causa de las fuerzas verticales y laterales.

Este montaje permite que el suelo del coche sea plano con lo que por ejemplo el tanque de combustible o la rueda de repuesto se pueden situar entre los brazos de control de la suspensión.

Desventajas:

- Al contrario de la suspensión multilink, esta configuración de suspensión ofrece un rango de diseño muy reducido, con lo que no se pueden controlar algunos parámetros cinemáticos como la inclinación de las ruedas en el paso por curva.
- Tendencia a sobrevirar como resultado de la deformación que sufre el brazo cuando absorbe esfuerzos laterales.
- Centro de balanceo al nivel del suelo.

Si el eje de unión de los puntos de anclaje está montado con un ángulo respecto al plano horizontal y vertical del vehículo, obtenemos lo que se llama suspensión de **brazos semiarrastrados**.



*Figura 1.13: Suspensión de tipo brazos semiarrastrados*

### **3.3. GEOMETRÍA DEL SISTEMA SUSPENSIÓN-DIRECCIÓN**

El sistema de suspensión es el enlace entre el vehículo y la carretera. El diseñador tiene que controlar los movimientos tanto de la suspensión como de la carrocería además de controlar la transmisión de fuerzas para obtener los resultados deseados de estabilidad, comportamiento, confort etc.

En el caso que ocupa este proyecto, el objetivo es obtener el diseño de un sistema de suspensión utilizado en un coche de carreras de velocidad. El objetivo será obtener un sistema de suspensión que permita al coche tener un paso por curva lo más rápido posible además de no perder velocidad debido a irregularidades de la calzada.

### 3.3.1. Ángulo de guiado

Ángulo formado por el plano medio de una rueda con el plano longitudinal del vehículo.

Cuando el vehículo se mueve muy despacio y no está bajo la influencia de fuerzas laterales, solo girara de manera precisa cuando las líneas de los ejes de las cuatro ruedas se corten en un mismo punto, teniendo en cuenta que las ruedas traseras no giran.

Para que esto se cumpla los ángulos de guiado de las ruedas delanteras deben ser diferentes ( $\delta_{A,o} \neq \delta_i$ ).

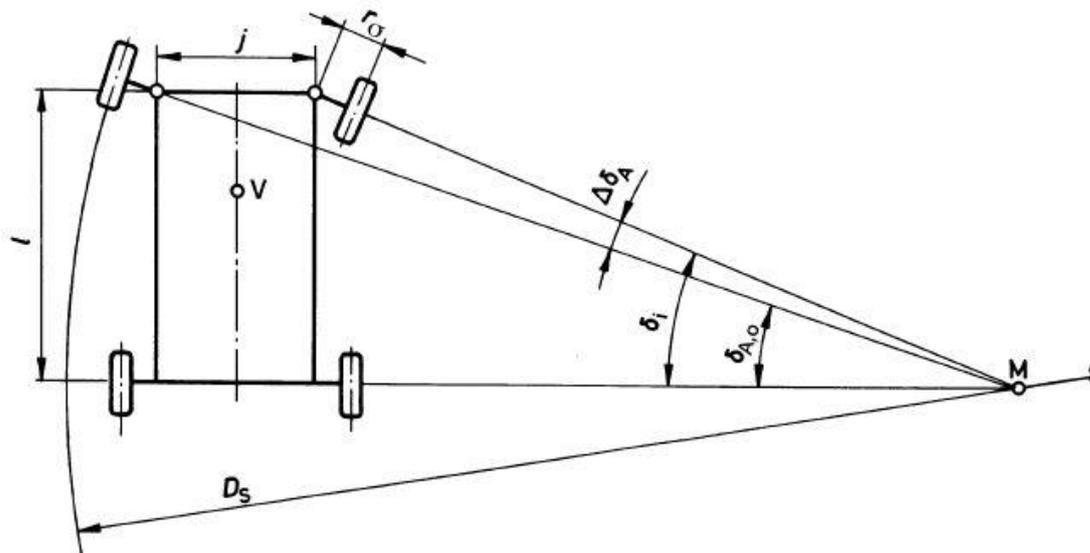


Figura 1.14: Condición de Ackerman

La condición de Ackerman (Figura 1.14) calcula el valor nominal del ángulo que forma el eje de la rueda exterior delantera con el eje trasero  $\delta_{A,o}$  (también conocido como ángulo de Ackerman) a partir del formado por la rueda interior delantera con el eje trasero  $\delta_i$ :

$$\cot \delta_{A,o} = \cot \delta_i + j/l$$

Donde  $j$  es la distancia entre las extensiones del eje de dirección en el suelo (Figura 1.15) y  $l$  es la batalla (distancia entre el eje delantero y el trasero).

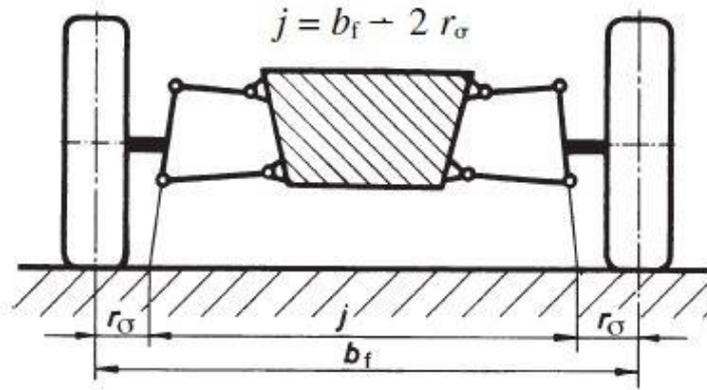


Figura 1.15: Distancias eje delantero

La variación del ángulo de guiado durante la compresión o rebote de la suspensión puede provocar la pérdida de control direccional, perdiendo el control del coche; un desgaste excesivo de los neumáticos o una alta resistencia a la rodadura. El ángulo de guiado también depende de la longitud de la bieleta.

Las fuerzas laterales tienden a cambiar el ángulo de dirección, pudiendo producir un efecto subvirador o sobrevirador del vehículo.

Cuando un vehículo decelera (frena) se produce un movimiento de cabeceo en la carrocería que hace hundirse la parte delantera (transferencia de carga). En la superficie de contacto de los neumáticos con la calzada la fuerza es de sentido contrario al avance y en función de la configuración de la suspensión, el ángulo de guiado se modificará abriéndose o cerrándose.

### 3.3.2. Ángulo de caída (Camber)

El camber es el ángulo entre el plano central de la rueda y el plano vertical de la carretera. Se dice que el camber es positivo cuando la rueda está inclinada hacia el exterior (Figura 1.16), y negativo cuando la rueda está inclinada hacia el interior.

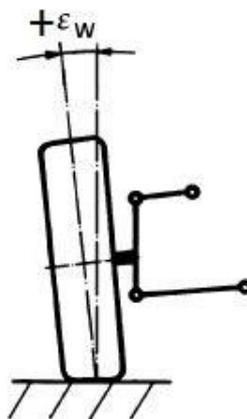


Figura 1.16: Ángulo de caída o camber de una rueda

Los vehículos destinados a transportar pasajeros se diseñan bajo una carga de dos o tres personas. En este caso una ligera caída positiva del camber sería útil para hacer que las ruedas estén lo más vertical posible cuando el vehículo se encuentre en movimiento. El valor óptimo para este fin sería un camber de aproximadamente  $0.1^\circ$ .

En el caso de un coche de carreras el camber se debe diseñar de manera que el agarre de los neumáticos en una curva sea lo mayor posible además de que el control del coche sea óptimo. Ahora el diseño se realiza con una persona (el piloto) o incluso vacío y el camber tiene que ser con caída negativa para que cumpla las condiciones anteriores. El valor del camber en el eje delantero comprende desde los  $0^\circ$  hasta  $1^\circ 20'$ .

Las dos ruedas del mismo eje no tienen que tener el mismo ángulo de caída pero la diferencia debe estar dentro de unos márgenes de tolerancia, que suele ser de  $\pm 30'$  ( $0.5^\circ$ ).

Influencia cinemática de la variación del camber: una de las desventajas de las suspensiones independientes es que en las curvas, el ángulo de caída de las ruedas es el mismo que el de la carrocería (Figura 1.17). En otras palabras, la rueda del exterior de la curva tiende a una caída positiva, y la adherencia del neumático bajo carga máxima se reduce.

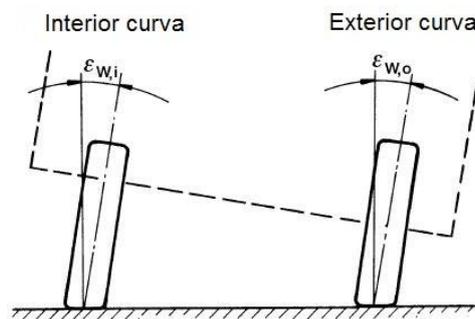


Figura 1.17: Caída de la carrocería y de las ruedas en una curva

Para contrarrestar esto la suspensión se diseña de manera que las ruedas tiendan a un camber negativo cuando la suspensión se comprime y a un camber positivo cuando se extiende (Figura 1.18).

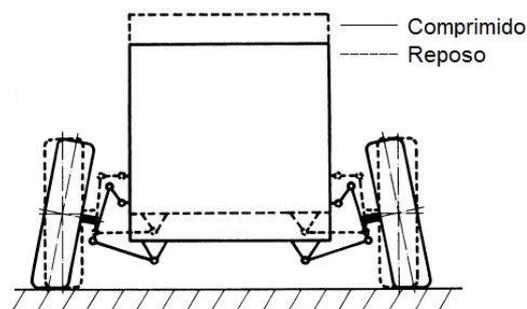


Figura 1.18: Para evitar la caída de las ruedas con la carrocería, cuando se comprimen deben tender a un camber negativo

Para estudiar el camber se representará en una gráfica el ángulo de caída en grados frente a la carrera de la rueda en milímetros (Figura 1.19).

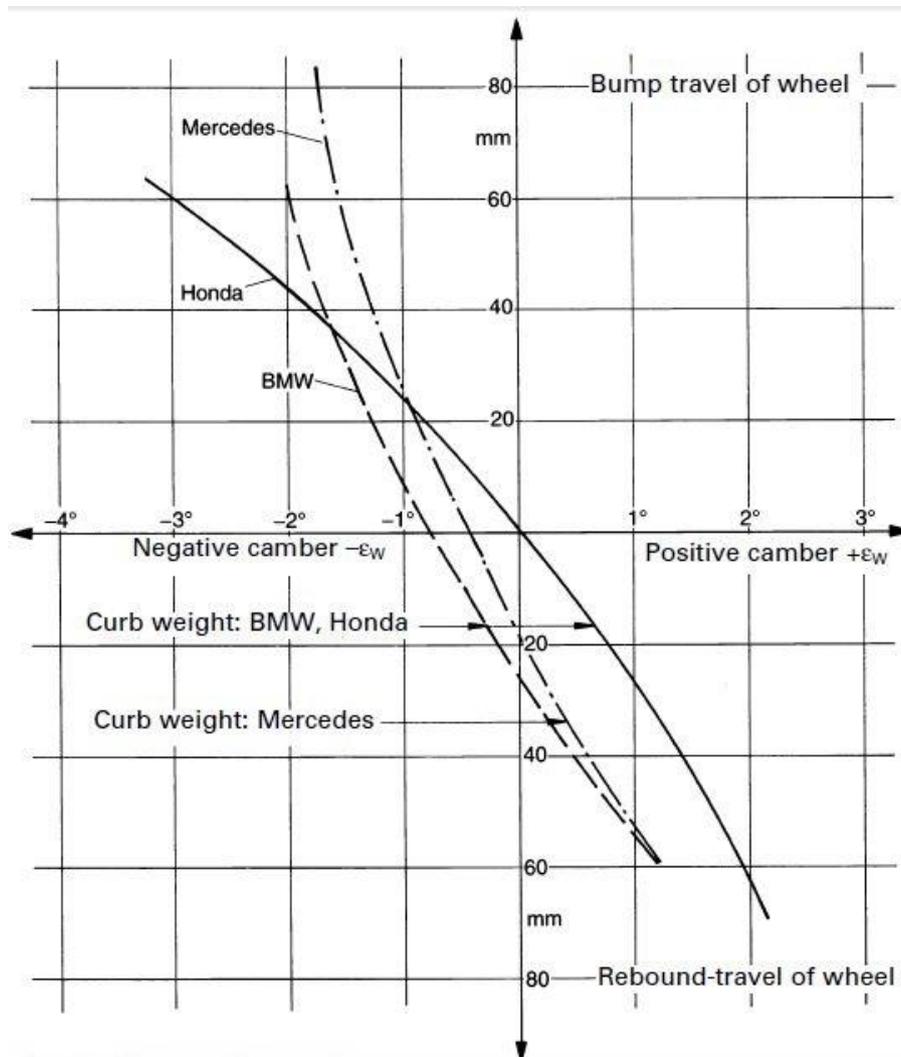


Figura 1.19: Variación del camber de una suspensión de doble brazo oscilante de un Honda Accord en comparación con la de tipo McPherson de un BMW serie 3 y un Mercedes

En el eje de abscisas, el camber negativo se sitúa a la izquierda y el positivo a la derecha, mientras que la compresión de la rueda se representa en la parte superior del eje de ordenadas y el rebote en la inferior. La curva para la suspensión de doble brazo oscilante (en la figura 1.19 se corresponde con la curva “Honda”) varía bruscamente durante la compresión. Esto quiere decir que al comprimirse la carrera de la rueda (exterior curva de la figura 1.17) el camber de la rueda tiende a hacerse más negativo en comparación con el tipo McPherson (curvas “BMW” y “Mercedes” de la figura 1.19), siendo esta la ventaja de este tipo de suspensión pues el agarre es superior.

### 3.3.3. Ángulo de convergencia (Toe in – toe out)

Angulo formado por el plano central longitudinal del vehículo y la línea formada por la intersección entre el plano central de una rueda y el suelo. Una definición alternativa dice que el ángulo de convergencia es la diferencia entre la distancia que separa las ruedas por su parte posterior y la distancia que hay entre las ruedas en su parte frontal (Figura 1.20).

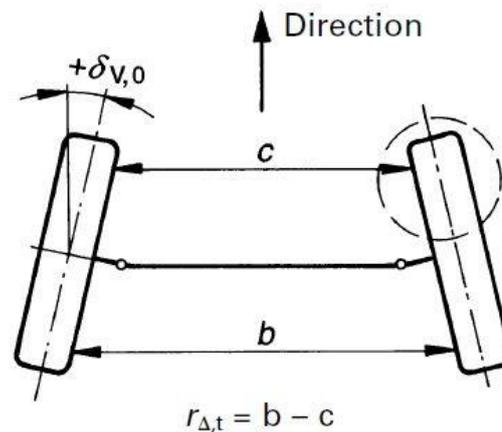


Figura 1.20: Ángulo de convergencia

Se dice que la convergencia es positiva cuando la parte frontal de las ruedas está girada hacia el plano central del vehículo (toe-in), o cuando la separación frontal de las ruedas  $c$  es menor que la separación posterior  $b$ . La convergencia es negativa en el caso opuesto y se le denomina toe-out.

En vehículos de tracción delantera, la fuerza de tracción en la aceleración hace juntar la parte delantera de las ruedas (toe-in). Para compensar esto, la convergencia inicial con el vehículo en posición estacionaria se configura de manera que sea ligeramente positiva y no neutra.

Influencia cinemática en la variación de la convergencia: es importante que el ángulo de convergencia sea configurado correctamente con el vehículo en su posición inicial, pero lo es más cuando el vehículo está en movimiento o si cambia debido a la carrera de las ruedas en la compresión y extensión.

Que el toe-in esté mal configurado tiene las siguientes consecuencias negativas:

- Un incremento de la resistencia a la rodadura que produce más desgaste en los neumáticos.
- Inestabilidad en el sistema de dirección con la consiguiente pérdida de control del vehículo.

Luego el objetivo en el diseño del ángulo de convergencia es que durante el movimiento del vehículo y de las ruedas este no cambie (curva 1 de la figura 1.21).

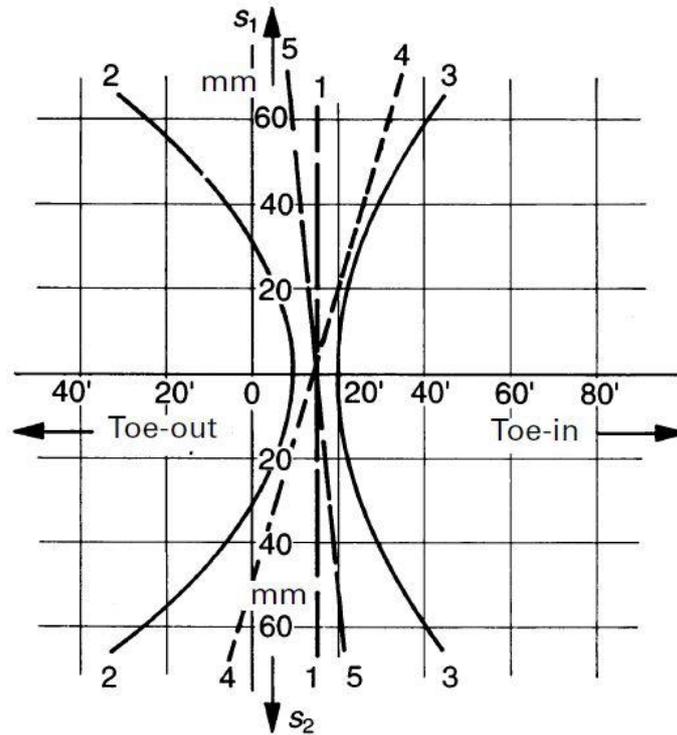


Figura 1.21: Posible variación del toe-in en una rueda durante la compresión y extensión

El resto de curvas que no son rectas significan que hay una variación del ángulo de convergencia durante la carrera de la rueda. Esto suele ser debido a una incorrecta longitud o posición de la bieleta de la dirección:

- Bieleta muy corta, tira de las ruedas por la parte posterior durante la compresión y extensión, lo que es lo mismo que tiende a una convergencia positiva (toe-out).
- Bieleta muy larga, empuja las ruedas hacia una convergencia negativa (toe-in).

### 3.3.4. Ángulo de salida (kingpin)

De acuerdo con la norma ISO 8855, el ángulo de salida o kingpin es el ángulo formado por el eje de la articulación de la mangueta (EG de la figura 1.22) y el plano vertical al suelo.

Un parámetro importante resultante del ángulo de salida es el kingpin offset o scrub radius que es la distancia horizontal desde el punto de intersección del eje de dirección con el plano horizontal del suelo y el punto central de la superficie de contacto de la rueda con el suelo ( $r_T$  de la figura 1.22).

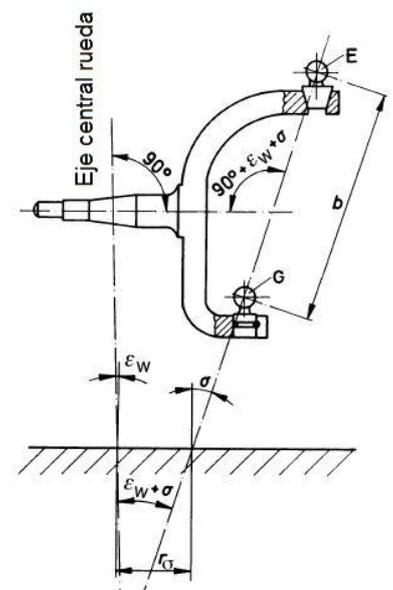


Figura 1.22: Ángulo de salida o kingpin

Los valores más habituales en vehículos de pasajeros son:

- Kingpin  $\sigma = 11^\circ$  a  $15^\circ 30'$
- Kingpin offset  $r_\sigma = -18$  mm a  $+20$  mm

El valor del kingpin offset no solo depende del ángulo de salida, también lo hace del ancho del neumático. Observando la figura 1.22, si queremos kingpin offset pequeño o negativo necesitamos ángulos de salida mayores.

Influencia del kingpin offset: el ángulo de salida está relacionado con el momento que hay que dar para girar la dirección.

Si el momento que se genera debido a la resistencia a la rodadura en el movimiento del vehículo y que se absorbe en las bieletas (figura 1.23) es del mismo valor en ambas ruedas del eje, la dirección no tirará hacia ningún lado y el coche se desplazará en línea recta; pero si el momento es de diferente valor, la dirección tirara para un lado.

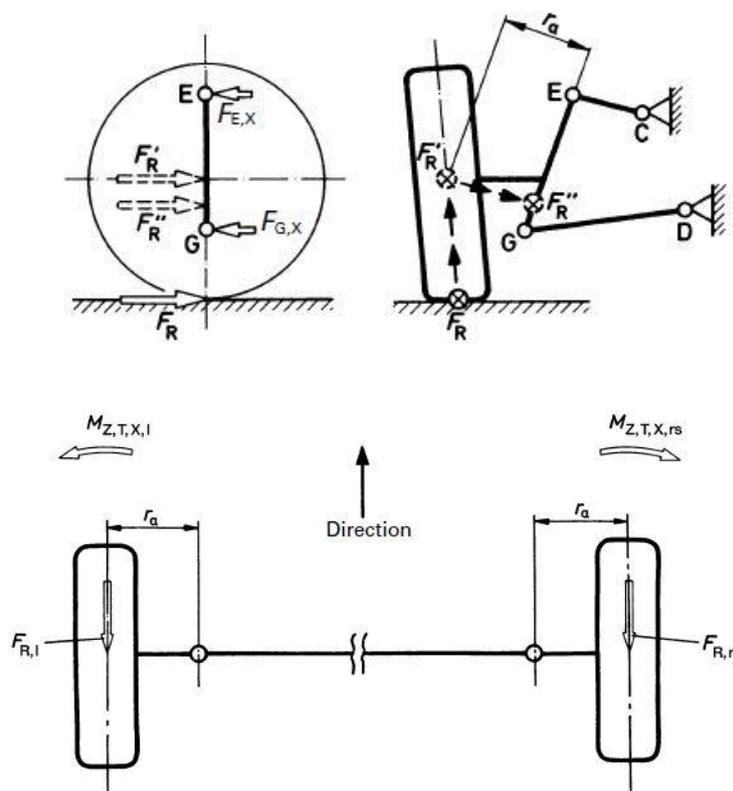


Figura 1.23: Momentos generados en la mangueta y en la bieleta debidos a la resistencia a la rodadura

Para evitar este fenómeno, la diferencia del kingpin entre las ruedas derecha e izquierda no debe exceder los  $30'$ . El camber y el kingpin están directamente relacionados, si la caída del camber es demasiado grande también lo será el kingpin. Si hacemos que el kingpin sea nulo, los momentos producidos en la mangueta y que tiran de la bieleta de la dirección provocaran una inestabilidad en la dirección que se moverá sola.

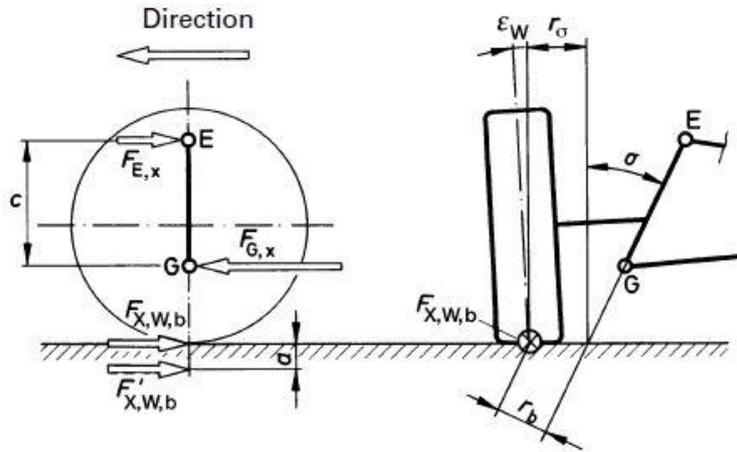


Figura 1.24: Momento absorbido en la ballesta debido a la fuerza del frenado

Por último, el kingpin también facilita el retorno de la dirección a su posición inicial después de una curva.

### 3.3.5. Ángulo de avance (Caster)

Es el ángulo entre el eje de pivote de la mangueta con el plano vertical del eje de la rueda visto desde el lateral ( $\tau$  en la figura 1.25).

La distancia entre el punto de intersección del eje de dirección con el suelo y el punto ideal de contacto de la rueda con la carretera se llama *kinematic Caster trail* o *Caster offset* (distancia  $r_{\tau,k}$  en la figura 1.25).

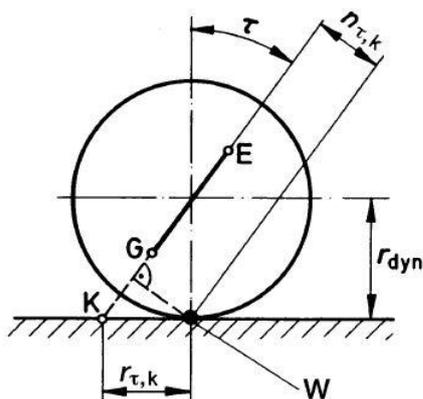


Figura 1.25: Caster o ángulo de avance y Caster offset

Desplazando el eje de rotación de la mangueta a la parte frontal de la rueda hacemos que el punto ideal de contacto de la rueda con el suelo  $W$  se posicione detrás del punto de intersección  $K$ . A este hecho se le denomina Caster offset positivo.

El caso contrario es el Caster offset negativo.

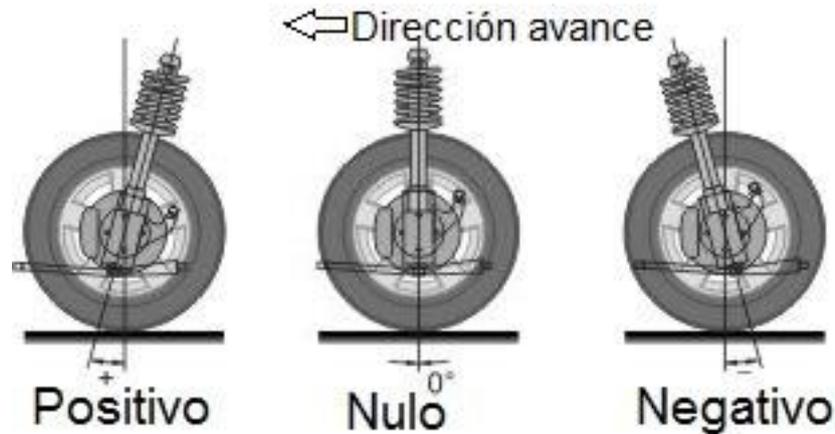


Figura 1.26: Posiciones del ángulo de avance o Caster

El fin principal del ángulo de avance es el de estabilizar el sistema de dirección por medio del par de autoalineación de las ruedas.

Ángulo de avance y su influencia en el movimiento en línea recta: para ayudar en la explicación, el Caster de un automóvil se puede comparar con las ruedas de un carro de compras donde el centro de las ruedas se colocan detrás del eje de rotación.

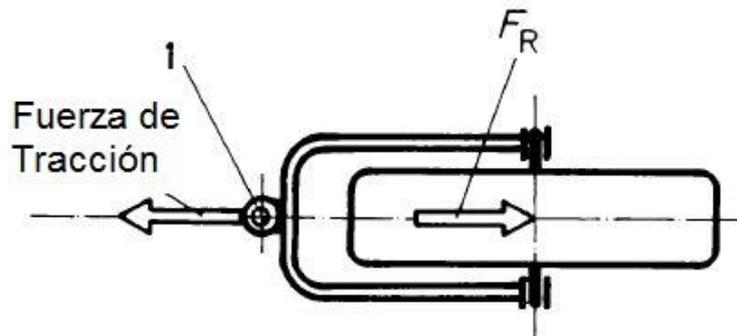


Figura 1.27: Fuerza de resistencia a la rodadura

Si la fuerza de resistencia a la rodadura actúa detrás del eje de dirección 1, la rueda se mantiene estable en la dirección de avance (Figura 1.27). La explicación a esto es que la fuerza de tracción y la de resistencia al avance generadas forman un par que tiende a equilibrar el sistema y a alinearse. Esto orienta la rueda en la dirección del movimiento.

Continuando con el mismo principio, si la dirección empuja la rueda hacia afuera, la componente de la resistencia a la rodadura mueve ambas ruedas de vuelta a través del par que esta genera con el brazo  $n_{T,k}$  (Figura 1.25 y figura 1.28) hasta que vuelven estar en la dirección de avance.

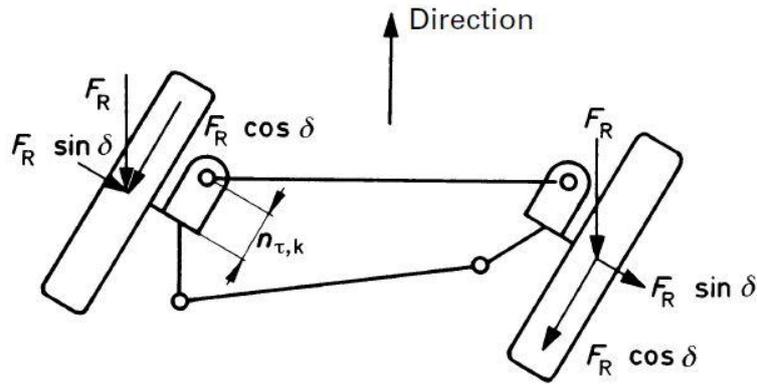


Figura 1.28: Efecto estabilizador del Caster

Alguna de las desventajas de esta configuración es que las superficies irregulares provocan fuerzas en los centros de las superficies de contacto de las ruedas y esto, junto con la distancia  $n_{\tau,k}$  que hace de brazo palanca, causa un par alrededor del eje de dirección y esto provoca inestabilidad en la dirección y vibración.

### 3.4. MOVIMIENTO DE BALANCEO

La misión del sistema de suspensión y dirección es asegurarse de la adherencia del vehículo a la calzada, mantener la estabilidad de la dirección y en segundo plano prevenir el desgaste excesivo de las ruedas. Para ello hay que configurar ciertos parámetros:

- El toe-in (ángulo de convergencia) se puede fijar a través de las bieletas de la dirección.
- El camber (ángulo de caída) y el Caster (ángulo de avance) también son ajustables.
- El kingpin (ángulo de salida), el kingpin offset (scrub radius) y el Caster offset son datos de diseño que no son fáciles de configurar y solo se miden en la inspección técnica de un vehículo para comprobar su estado después de un accidente o en una revisión ordinaria por edad.

La configuración de estos parámetros o configuración del eje depende de la distribución de la carga en los ejes y la transferencia de carga que estudiaremos más adelante.

Para unificar y no complicar la toma de datos se recomienda utilizar la masa en vacío del vehículo.

#### 3.4.1. Batalla

Distancia entre el centro del eje delantero y trasero (distancia  $l$  Figura 1.29). Es una variable importante para el comportamiento del vehículo en el control y manejo.

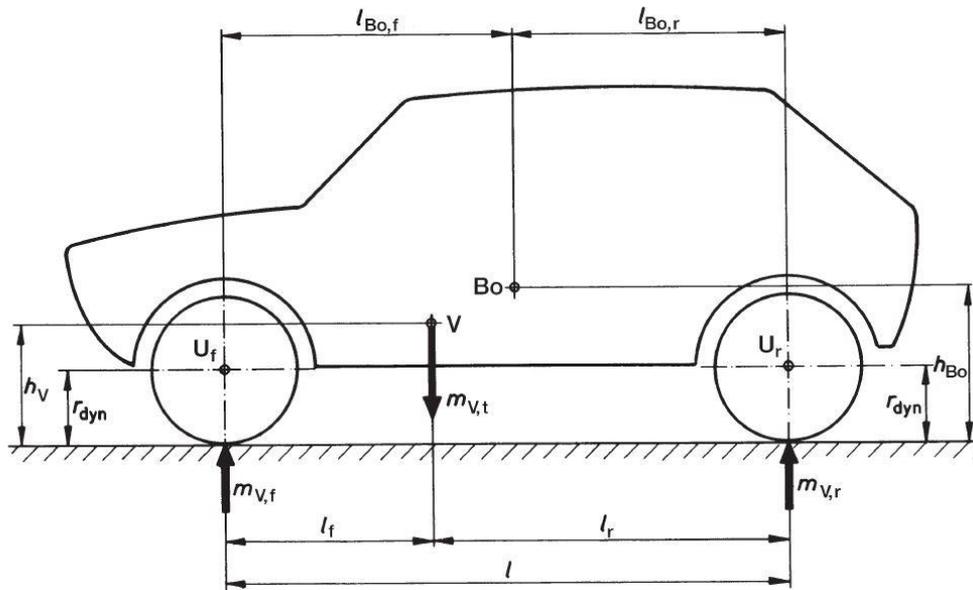


Figura 1.29: Centro de gravedad de un vehículo

Una batalla larga relativa a la longitud total del vehículo hace posible acomodar el sitio de los pasajeros fácilmente entre los ejes y reduce la influencia de la carga sobre el eje. Los voladizos frontal y posterior cortos reducen la tendencia al cabeceo y hacen posible instalar muelles blandos que se asocian con un mayor confort.

Una batalla corta, por otra parte, permite tomar curvas con un mayor control como sabemos de la condición de Ackerman (Figura 1.14):

$$\cot \delta_{A,0} = \cot \delta_i + j/l$$

La relación  $i = \text{batalla} / \text{longitud del vehículo}$  se puede usar como referencia y aproximando nuestro coche de carreras a un cupé de carretera puede estar por debajo de 0.56.

### 3.4.2. Ancho de vía

Tanto el ancho de vía delantero como el trasero tienen una influencia decisiva en el comportamiento de un vehículo en su paso por curva y su tendencia a balancearse.

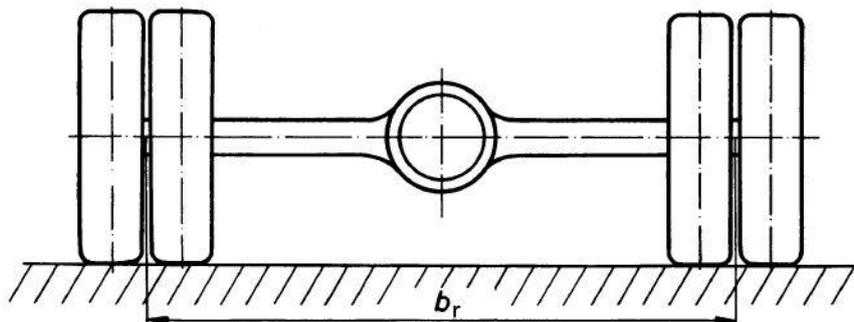


Figura 1.30: Ancho de vía

Debe ser lo más grande posible sin exceder un valor relativo al ancho total del vehículo. También está limitado por la carrocería ya que no pueden entrar en contacto la rueda y la carrocería cuando el muelle está totalmente comprimido.

En el recorrido de compresión y extensión de una rueda, el ancho de vía se modifica en casi todas las suspensiones independientes, lo que puede tener efectos negativos. En calzadas planas la variación del ancho de vía hace que las ruedas deslicen al aparecer fuerzas laterales. Además aumenta la resistencia a la rodadura y la inestabilidad en la dirección.

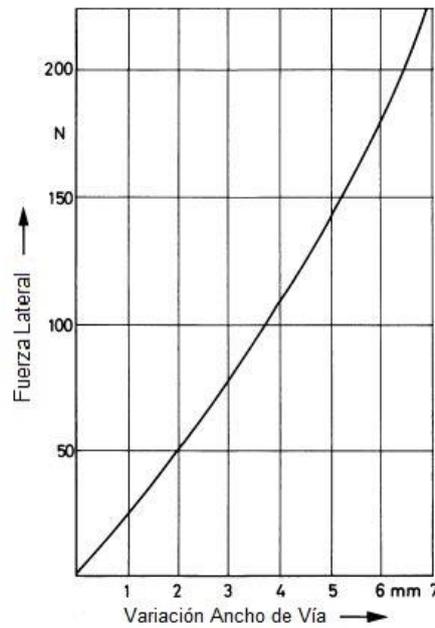


Figura 1.31: Variación ancho de vía a consecuencia de las fuerzas laterales

Por todo ello el posible cambio de ancho de vía que aparece durante el movimiento del automóvil es un parámetro que hay que controlar en el proceso de diseño del coche.

Haciendo que el CIR (centro instantáneo de rotación) de la rueda se encuentre a nivel del suelo, la variación del ancho de vía se hace cero. Y a partir de esto se pueden calcular las longitudes de los brazos de control del sistema de suspensión.

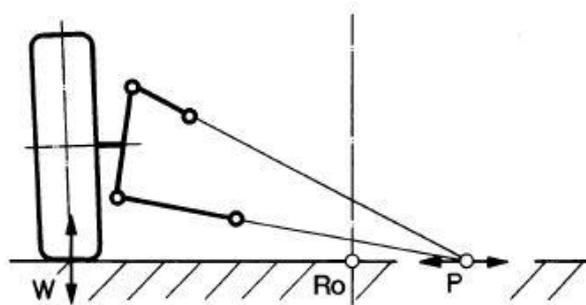


Figura 1.32: Variación ancho de vía nulo haciendo que el polo de rotación este en el suelo

Se suele representar en una gráfica el cambio de ancho de vía en función de la compresión y extensión de la rueda:

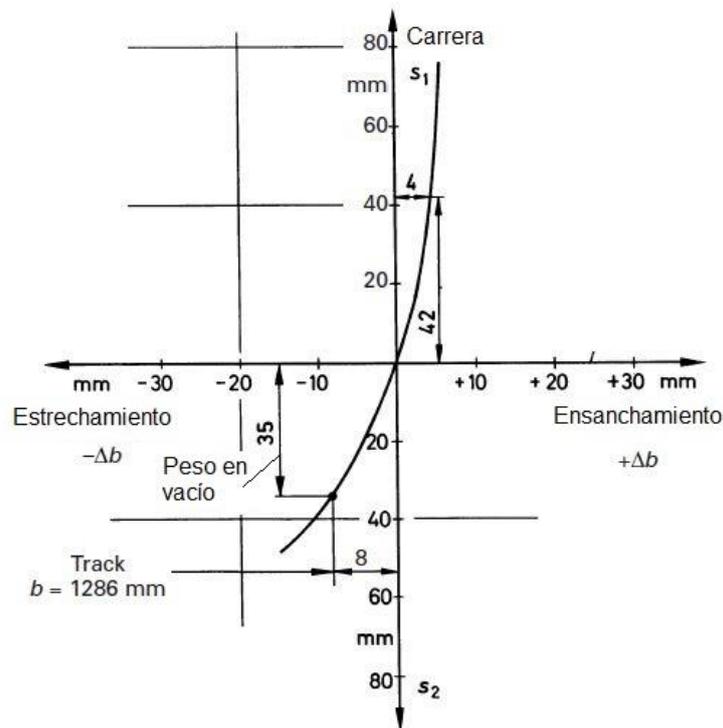


Figura 1.33: Variación del ancho de vía en función de la carrera de la rueda

### 3.4.3. Centro de balanceo y eje de balanceo

En todas las suspensiones independientes existe una relación directa entre la variación del ancho de vía y la altura del centro de balanceo, por ello se estudian ambas juntas.

Tanto el centro de balanceo como el eje de balanceo están definidos en el apartado 4.2 subapartado “suspensiones independientes” de este proyecto.

El centro de balanceo se puede determinar geoméricamente aplicando la teoría de mecanismos para la obtención de los polos instantáneos de rotación. Pero se pueden determinar directamente con el uso de software multibody.

Eje de balanceo: la posición de los centros de balanceo en la parte frontal y posterior, y la trayectoria de la línea que los une (eje de balanceo) tiene una importancia esencial en las propiedades de manejo del vehículo.

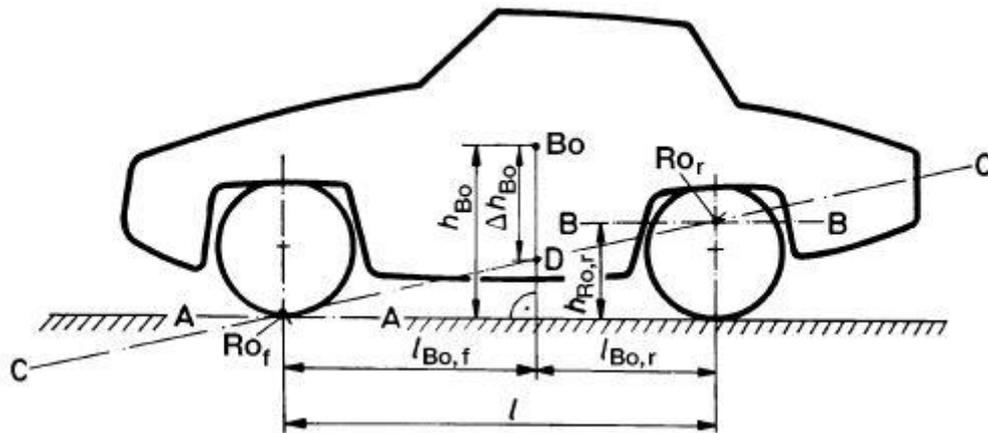


Figura 1.34: Eje de balanceo

La altura de los centros de balanceo determina la carga en el eje y en consecuencia, las propiedades del control del sistema de dirección.

La posición instantánea de los brazos de control marca la posición del centro de balanceo. Normalmente está situado en el plano central del vehículo si hay un desplazamiento simétrico de las ruedas, y cambia de posición debido a la aparición de fuerzas laterales (curva), lo que resulta en fuerzas de reacción en el chasis indeseadas.

La altura del centro de balanceo y su cambio de posición con la carrera de la rueda es el resultado de un compromiso entre:

- Cambio en la carga sobre la rueda definidos durante las curvas para lograr las propiedades de control requeridas.
- Cambios en el ancho de vía en función de la carrera de la rueda que no son decisivos en el comportamiento dinámico del vehículo.
- Variación en el ángulo de caída (camber) deseado o permitido.
- Fuerzas de reacción sobre el chasis lo más pequeñas posibles.
- Posición del eje de balanceo.

#### 3.4.4. Transferencia de carga

La energía absorbida en los muelles en ambos lados es distinta, cuando se produce balanceo de la masa suspendida. Esto produce una transferencia de carga vertical que tiende a modificar el ancho de vía y elevar el centro de gravedad, reduciendo así la adherencia del vehículo.

La solución para aumentar la rigidez o resistencia al balanceo y evitar así la variación del ancho de vía, la elevación del centro de gravedad y conseguir un menor ángulo de balanceo es colocar barras estabilizadoras o aumentar la rigidez de los muelles.

Las fuerzas laterales y el momento de balanceo deben equilibrarse mediante las cargas verticales en los neumáticos.

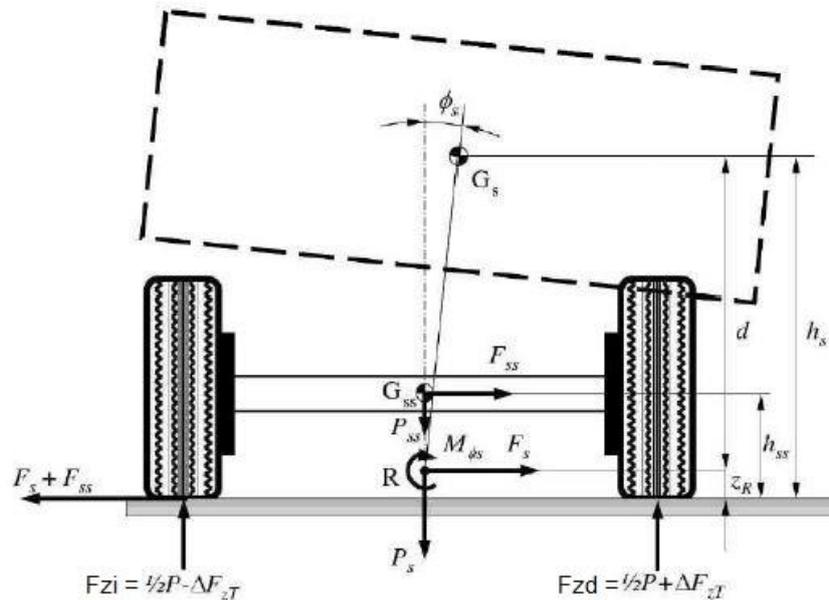


Figura 1.35: Transferencia de carga

Tomando momentos respecto al punto medio entre los centros de las superficies de contacto de los neumáticos (Figura 1.35) se obtiene la transferencia de carga  $\Delta F_{zT}$ :

$$F_{zi} \cdot Av/2 + F_{ss} \cdot h_{ss} + M\phi_s + F_s \cdot z_R - F_{zd} \cdot Av/2 = 0$$

$$Av \cdot (F_{zd} - F_{zi})/2 = F_{ss} \cdot h_{ss} + F_s \cdot z_R + M\phi_s$$

$$(F_{zd} - F_{zi}) = 2 \cdot (F_{ss} \cdot h_{ss} + F_s \cdot z_R + M\phi_s)/Av$$

Ahora calculamos la diferencia de carga restando sus valores:

$$(F_{zd} - F_{zi}) = P/2 + \Delta F_{zT} - (P/2 - \Delta F_{zT})$$

$$(F_{zd} - F_{zi}) = 2 \cdot \Delta F_{zT}$$

Sustituyendo en la ecuación de momentos:

$$2 \cdot \Delta F_{zT} = 2 \cdot (F_{ss} \cdot h_{ss} + F_s \cdot z_R + M\phi_s)/Av$$

$$\Delta F_{zT} = \frac{F_{ss} \cdot h_{ss} + F_s \cdot z_R + M\phi_s}{Av}$$

Además los valores de  $F_{ss}$ ,  $F_s$  y  $M\phi_s$  son conocidos:

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

$$F_s = m_s \cdot a_y$$

$$M\phi_s = m_s \cdot a_y \cdot d \cdot \cos(\phi_s) + m_s \cdot g \cdot d \cdot \sin(\phi_s)$$

$$\Delta F_{zT} = \Delta F_{zSS} + \Delta F_{zs} + \Delta F_{z\Phi_s} = \frac{m_{ss} \cdot a_y \cdot h_{ss} + m_s \cdot a_y \cdot z_R + M\Phi_s}{Av}$$

A partir de esta ecuación, podemos concluir:

- Un centro de balanceo alto aumenta la transferencia de carga.
- El ancho de vía tiene una influencia esencial en el comportamiento del vehículo porque como ya dijimos en el apartado del ancho de vía cuanto mayor sea mejor será la respuesta del coche entre otras cosas porque disminuye la transferencia de carga.

Con esto determinamos el comportamiento dinámico vertical del vehículo en una rueda, para hacer el análisis del coche completo tenemos que utilizar el concepto del eje de balanceo.

Estudiando los momentos existentes en el vehículo y sabiendo que el momento total aplicado debe ser igual y de sentido opuesto al par de reacción al balanceo, se puede concluir que:

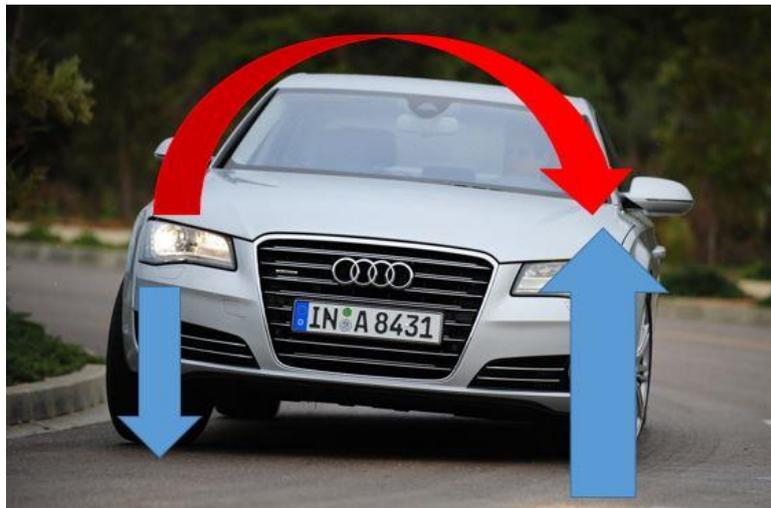


Figura 1.36: Representación del equilibrio de momentos y fuerzas

- Un centro de balanceo alto, aumenta la transferencia de carga debida a la masa suspendida.  $\Delta F_{zT}$  es directamente proporcional a la altura del centro de balanceo respecto a la masa suspendida.
- Un centro de balanceo alto, reduce la transferencia de carga debida al balanceo y en consecuencia el ángulo de balanceo es menor. La distancia  $d$  reduce  $\Delta F_{zT}$  y el ángulo de balanceo  $\Phi_s$  ( $M\Phi_s = m_s \cdot a_y \cdot d \cdot \cos(\Phi_s) + m_s \cdot g \cdot d \cdot \sin(\Phi_s)$ ).

### 3.5. MOVIMIENTO DE CABECEO

Término usado para indicar las oscilaciones de un vehículo según su plano longitudinal. Se entiende además por ángulo de cabeceo aquel que forma el eje longitudinal del vehículo con el plano horizontal durante las oscilaciones.

El cabeceo aparece de manera transitoria y como una oscilación cuando el vehículo encuentra un obstáculo y también aparece con valores casi constantes del ángulo de cabeceo, en las situaciones de aceleración y frenado. En el cabeceo influye la geometría de la suspensión, la rigidez de los muelles de esta, la batalla, la distribución de masa según la vista longitudinal, la posición del centro de gravedad y las características de los amortiguadores.



*Figura 1.37: Movimiento de cabeceo en un coche. Hundimiento parte delantera y elevación de la parte trasera*

Las fuerzas de inercia, de frenado y aceleración, aplicadas en el centro de gravedad del coche generan un par que se equilibra con las variaciones de las reacciones verticales sobre los neumáticos, es decir, con una transferencia de carga vertical entre ambos ejes. El coche bajo la acción de este par y a causa de la deformación de las suspensiones, adquiere un ángulo de cabeceo. El objetivo es limitar este ángulo para ganar en estabilidad.

Cuando se tienen suspensiones delanteras y traseras simétricas, aparece un único centro geométrico de cabeceo. Esto es, el punto en torno al cual el vehículo gira en el plano longitudinal. En el caso en el que se tengan suspensiones no simétricas, este punto varía en cada posición de la suspensión. Por ello, en vez de considerar globalmente un eje y una rigidez al cabeceo, se analizan por separado la suspensión delantera y trasera. Se trata de construir una geometría “anti-dive” para el tren delantero y “anti-squat” para el trasero, haciendo el estudio principal en unas condiciones de frenado máximo al ser la más violenta en deceleración.

El mecanismo anti-dive reduce la cantidad de hundimiento de la parte delantera del vehículo y de elevación de la parte trasera cuando se produce una aceleración o una deceleración. El control del movimiento de cabeceo se logra a través de los polos instantáneos de rotación de

los brazos de la suspensión en el plano longitudinal del vehículo, conocidos como polos de cabeceo. En la figura los polos están representados como  $O_f$  (front) y  $O_r$  (rear).

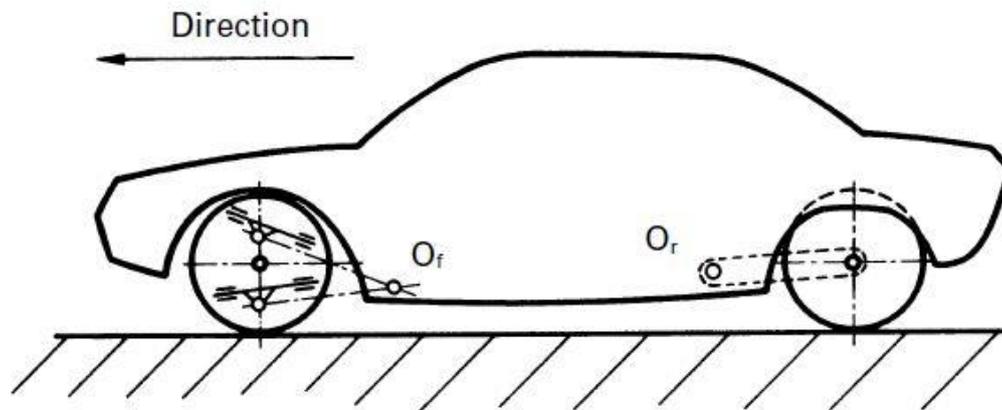


Figura 1.38: Representación de los polos de cabeceo

El mecanismo anti-squat reduce la cantidad de hundimiento de la parte trasera y de elevación en la parte delantera en vehículos de tracción trasera. Este fenómeno ocurre durante la aceleración y en el eje motriz. En suspensiones independientes es importante que la altura de polo de cabeceo sobrepase la posición del centro de la rueda del eje motriz.

También hay que considerar los ángulos anti-dive ( $\epsilon$ ) y anti-squat ( $\kappa$ ), que, cuanto mayor sean, mejor equilibrado estará el cabeceo.

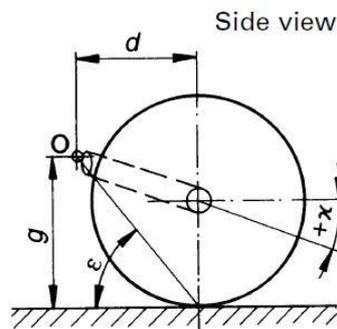


Figura 1.39: representación del ángulo anti-dive

### 3.5.1. Polo de cabeceo frontal

La suspensión izquierda y derecha de un mismo eje son generalmente idénticas, luego los polos en un determinado instante están en la misma posición, y la unión de estos dos polos se denomina eje de cabeceo. Si los polos se encuentran en el infinito y la fuerza de frenado se localiza en el interior (en el diferencial), las fuerzas longitudinales se concentran en el centro de la rueda. En esta situación el hundimiento durante el frenado se contrarresta configurando los brazos de la suspensión en ángulo y en una misma dirección. La fuerza de

frenado se considera por debajo del centro de la rueda a una distancia de  $a = r_a \cdot \sin(\sigma)$ , siendo  $r_a$  la longitud de la bieleta y  $\sigma$  el ángulo de salida (kingpin inclination angle). Y el ángulo de apoyo a la reacción a la aceleración o ángulo diagonal del muelle es  $\kappa = (\alpha + \beta)/2$ .

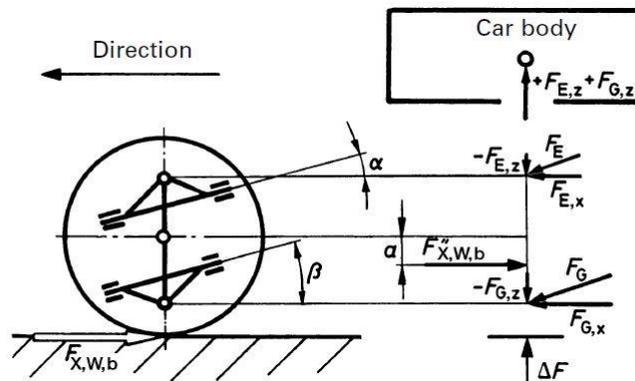


Figura 1.40: Fuerzas anti-dive cuando el frenado se aplica en el interior

Observando la figura, la fuerza de frenado operativa  $F'_{X,W,b}$  desplazada desde el centro de la rueda a el eje de dirección, causa las fuerzas de reacción  $F_{E,x}$  y  $F_{G,x}$  en los brazos de control de la suspensión, los cuales debidos a su posición en ángulo, producen las componentes verticales  $-F_{E,z} = F_{E,x} \cdot \tan(\alpha)$  y  $-F_{G,z} = F_{G,x} \cdot \tan(\beta)$  que se oponen a la tendencia del morro a hundirse durante el frenado.

Cuando el frenado es aplicado en el exterior del coche, este se apoya en los polos de cabeceo cuando se produce una deceleración. Para contrarrestar el hundimiento del frontal del vehículo, los brazos de control de la suspensión deben configurarse en ángulo de tal manera que se forme un eje de cabeceo y así tener fuerzas de reacción en el eje vertical.

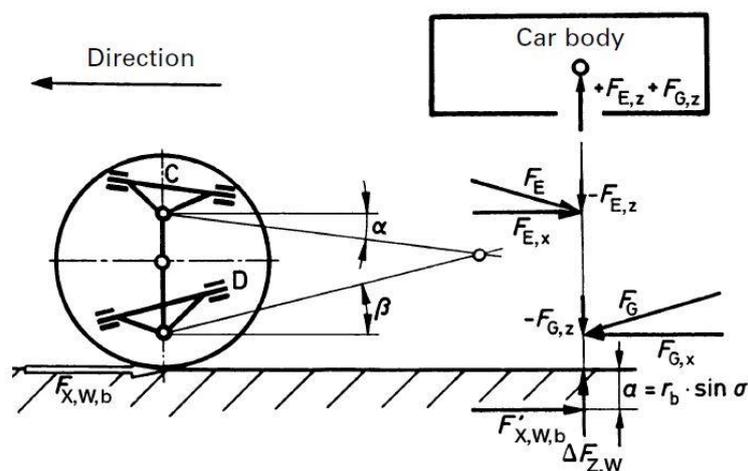


Figura 1.41: fuerzas anti-dive cuando la fuerza se aplica en el exterior

Con esta configuración  $F_{G,z}$ , que es una de las fuerzas que se oponen al hundimiento del frontal del coche durante una frenada, es mayor que para el caso anterior al aumentar la componente horizontal de esta:  $F_{G,x} = F_{X,W,b} + F_{E,x}$ . El caso anterior era:  $F_{G,x} = F_{X,W,b} - F_{E,x}$ .

### 3.5.2. Polo de cabeceo trasero

Para reducir el hundimiento del cabeceo, el eje de cabeceo debe estar cerca de las ruedas y o más elevado posible, pero en contra tiene que aumentan los cambios en el Caster (ángulo de avance). Hay que encontrar un compromiso entre ambos criterios. Se puede posicionar el polo trasero  $O_r$  en frente y cerca del eje, pero para poder hacer esto la longitud de los brazos de control vistos desde el lateral deben ser lo más cortos posibles. Unos brazos de control cortos tienen la desventaja de aumentar la rotación del ángulo  $\kappa$  (variación del ángulo diagonal de los muelles) que suelen producir una variación de la batalla ( $\Delta l$ ), la cual no debería afectar al manejo del coche por parte del piloto.

La configuración del polo de cabeceo trasero suele ser más importante en vehículos que monten en el tren trasero suspensiones de tipo brazos arrastrados entre otros.

### 3.5.3. Comportamiento en frenado

Cuando un conductor frena, la fuerza equivalente al frenado actúa como fuerza de reacción en el centro de gravedad del vehículo:  $F_{X,V,B} = \mu_{x,W} \cdot F_{Z,V,t}$ , siendo  $\mu_{x,W}$  el coeficiente de fricción y  $F_{Z,V,t}$  el peso del vehículo. El coeficiente de fricción es igual a la deceleración entre la gravedad:  $\mu_{x,W} = a_x / g$ . Comúnmente el coeficiente de fricción se da en porcentaje, por ejemplo, un coeficiente de fricción del 80% es lo mismo que una deceleración de  $7.85 \text{ m/s}^2$ .

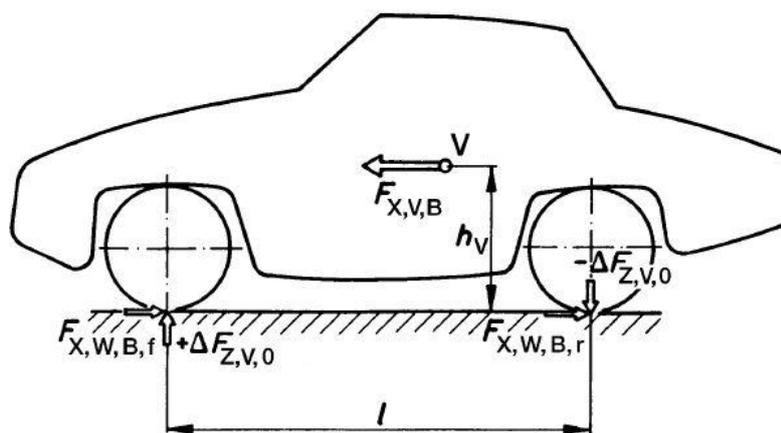


Figura 1.42: fuerzas de frenado

La fuerza equivalente de frenado actuando en el centro de gravedad del coche provoca la aparición de las fuerzas longitudinales  $F_{X,W,B,f}$  y  $F_{X,W,B,r}$  en el centro de la superficie de contacto de los neumáticos con la calzada de los ejes delantero y trasero, y también provoca la

aparición de una transferencia de carga manifestándose como un incremento en el eje delantero ( $+\Delta F_{Z,V,0}$ ) y como una disminución de carga en el eje trasero ( $-\Delta F_{Z,V,0}$ ).

Los sufijos significan:

- X: dirección longitudinal.
- W: en el centro de la huella formada por el neumático contra el suelo.
- B: referente al frenado.
- f / r: delantero / trasero.

De acuerdo con la figura anterior, las ecuaciones del frenado son (suponiendo nulos la resistencia a la aerodinámica y a la rodadura):

$$K = h_s / l$$

$$\Delta F_{Z,V,0} = \mu_{x,W} \cdot F_{Z,V,t} \cdot \kappa \text{ (kN)}$$

$$F_{Z,V,f,dyn} = F_{Z,V,f} + \Delta F_{Z,V,0} \text{ y } F_{Z,V,r,dyn} = F_{Z,V,r} - \Delta F_{Z,V,0}$$

De estas ecuaciones se puede concluir que cuanto más bajo sea el centro de gravedad ( $h_s$ ) y mayor sea la batalla ( $l$ ), menor será la indeseable transferencia de carga que produce el cabeceo. La fuerza de frenado en cada eje es:

$$F_{X,W,B,f} = \mu_{x,W} \cdot F_{Z,V,f,dyn} \text{ ; eje delantero}$$

$$F_{X,W,B,r} = F_{X,V,B} - F_{X,W,B,f} = \mu_{x,W} \cdot F_{Z,V,r,dyn} \text{ ; eje trasero}$$

Estas fuerzas de frenado por eje se suelen dar como un porcentaje denominado reparto de frenada. Cada eje tiene su reparto de frenada que es igual a la fuerza de frenado de cada eje entre la fuerza de frenado equivalente situada en el centro de gravedad:

$$(F_{X,W,B,f} / F_{X,V,B}) \times 100 \text{ (\%)} \text{ ; reparto de frenada del eje delantero}$$

$$(F_{X,W,B,r} / F_{X,V,B}) \times 100 \text{ (\%)} \text{ ; reparto de frenada del eje trasero}$$

### 3.5.4. Influencia de los polos de cabeceo

Precondiciones para el cálculo: cuando suponemos la influencia de los polos de cabeceo, hay que tener en cuenta que las fuerzas que aparecen durante un frenado en el chasis lo hacen en los polos y también las transferencias de carga que se oponen al cabeceo.

Las fuerzas de frenado en cada rueda son:

$$F_{b,f \text{ o } r} = F_{X,W,B,f \text{ o } r} / 2$$

Fuerzas en los polos de cada eje: la figura 1.41 muestra el cálculo de las fuerzas en un eje con una suspensión de doble brazo oscilante y la figura siguiente hace los cálculos basándose en todo el eje y utilizando el polo en el instante representado.

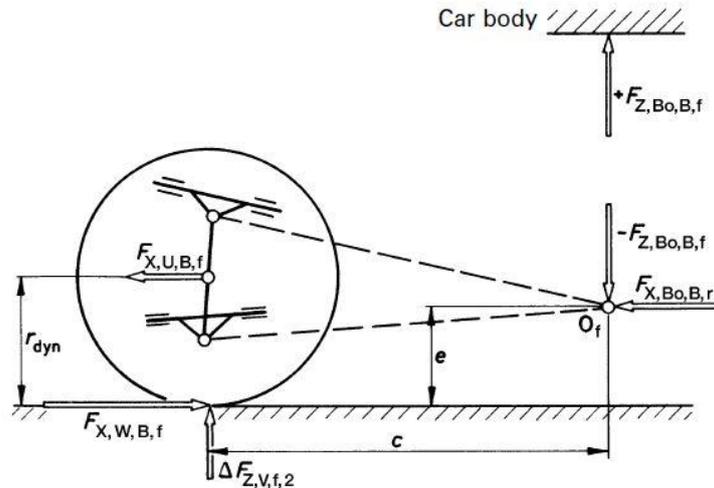


Figura 1.43: distancias y fuerzas en el polo de la parte delantera

Para calcular la carga que apoya a la carrocería para que no se hunda la parte delantera del coche durante el frenado, se realiza una ecuación de suma de momentos sobre el centro del contacto de la rueda con el suelo. La posición del polo  $O_f$  está definida por las distancias  $e$  y  $c$  en la figura:

$$F_{Z,Bo,f} = (F_{X,B,Bo,f} \cdot e + F_{X,B,U,f} \cdot r_{dyn}) / c = \Delta F_{Z,V,f,2}$$

El incremento de carga en el eje delantero tiene el mismo valor que la transferencia de carga que se produce en la carrocería durante el frenado. El valor de las fuerzas que aparecen en la ecuación son:

$$F_{X,B,Bo,f} = \mu_{X,W} \cdot F_{Z,Bo,f} = \mu_{X,W} \cdot m_{Bo,f} \cdot g$$

$$F_{X,U,B,f} = \mu_{X,W} \cdot F_{Z,U,f} = \mu_{X,W} \cdot m_{U,f} \cdot g$$

Los sufijos significan:

- Bo: de la carrocería (body)
- U: centro de la rueda
- Z: dirección vertical

### 3.5.5. Fuerzas de oposición de los muelles

Las fuerzas en los muelles aparecen como resultado de la transferencia de carga en el eje y son críticas para lograr un ángulo de cabeceo deseado.

Parte delantera:  $\Delta F_{Z,V,f,1} = \Delta F_{Z,V,0} - \Delta F_{Z,V,f,2}$

Parte trasera:  $\Delta F_{Z,V,r,1} = \Delta F_{Z,V,0} - \Delta F_{Z,V,r,2}$

### 3.5.6. Ángulo de cabeceo

Con rigidez lineal:  $\Theta_B = (s_f + s_r) / l$  (rad)

$s_f = \Delta F_{Z,V,0} / 2 \cdot k_f$  ; carrera muelle delantero

$s_r = \Delta F_{Z,V,0} / 2 \cdot k_r$  ; carrera muelle trasero

Con rigidez no lineal:

$m_{1,f} = F_{Z,V,f} / 2g$  ; carga eje delantero

$m_{1,max} = (F_{Z,V,f} + \Delta F_{Z,V,0}) / 2g$  ; carga máxima eje delantero

$m_{1,r} = F_{Z,V,r} / 2g$  ; carga eje trasero

$m_{1,min} = (F_{Z,V,r} + \Delta F_{Z,V,0}) / 2g$  ; carga mínima eje trasero

Con estos valores nos vamos a una curva de rigidez no lineal como la de la figura, y se obtienen las carreras de los muelles para cada carga, para a continuación obtener las carreras por eje y después meter los valores en la fórmula del cálculo del ángulo de cabeceo.

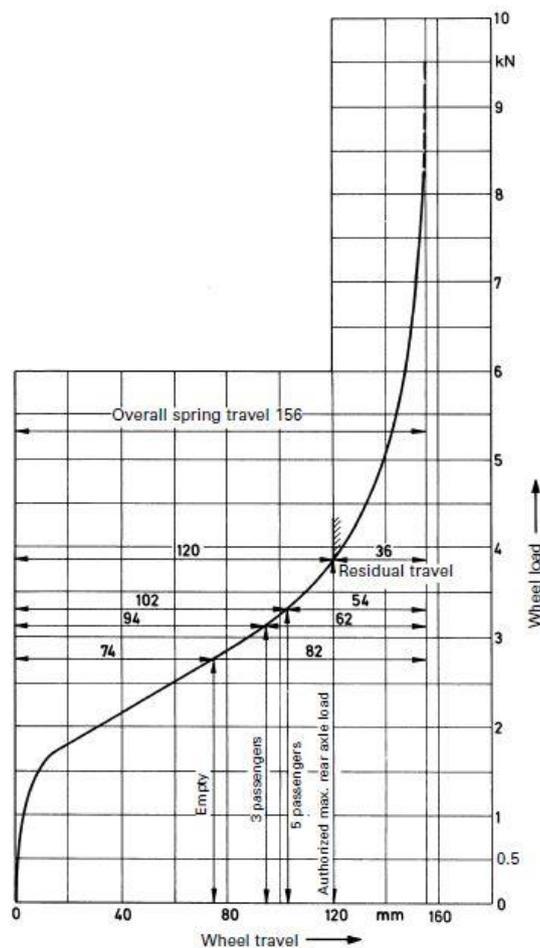
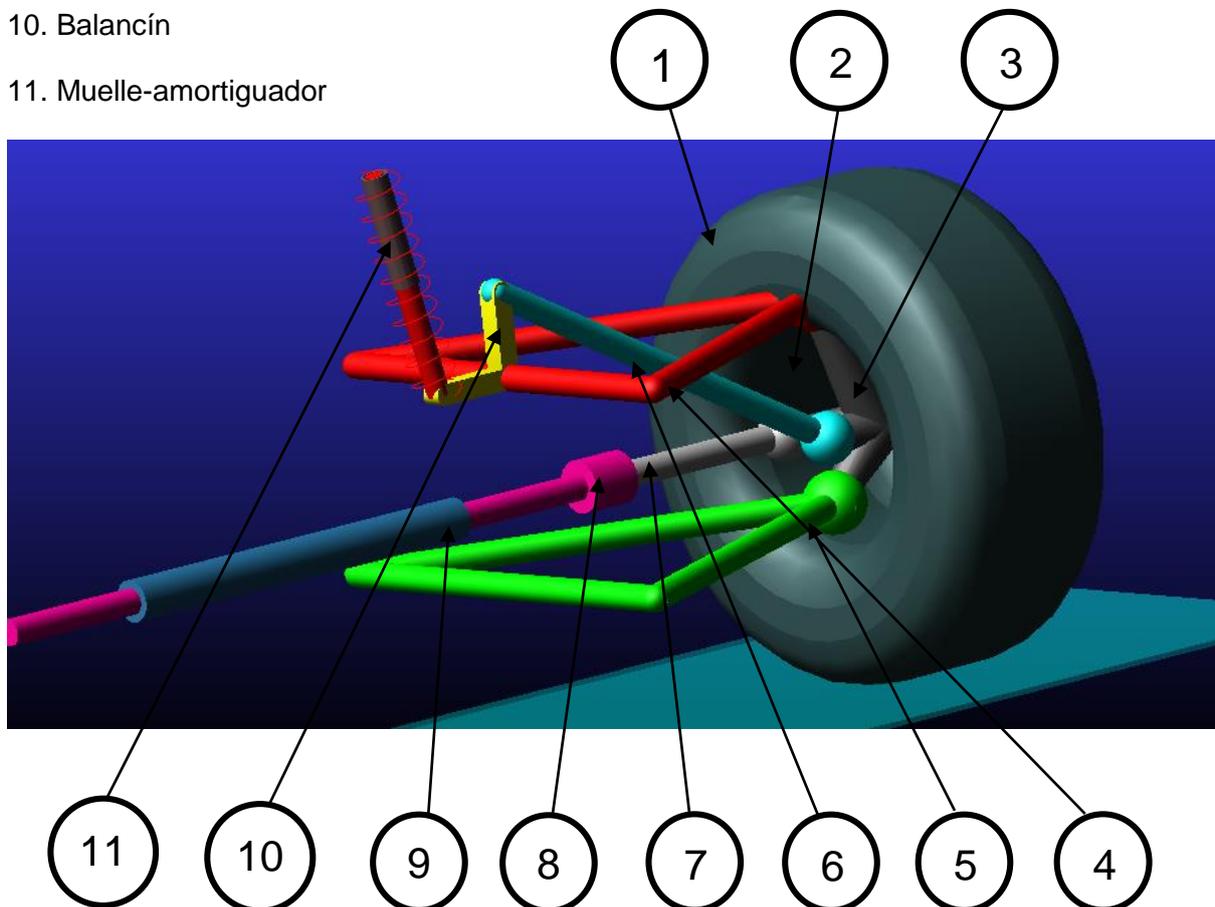


Figura 1.44: Curva de rigidez de un muelle no lineal en función de la carga y de la carrera

### **3.6. PARTES SISTEMA SUSPENSIÓN Y DIRECCIÓN**

La siguiente figura muestra el ensamblaje de un sistema completo de suspensión y dirección empleado en un coche participante en la competición de Fórmula Student. Los componentes principales del conjunto están numerados y listados a continuación. Posteriormente se explicará brevemente el funcionamiento y utilidad de cada componente para un mejor entendimiento.

1. Rueda/ Neumático
2. Llanta
3. Mangueta
4. Brazo/triángulo Superior
5. Brazo/triángulo inferior
6. Tirante
7. Bieleta
8. Cardan
9. Conjunto piñón-cremallera
10. Balancín
11. Muelle-amortiguador



### 3.6.1. Rueda/ Neumático

Los neumáticos son los elementos encargados de transmitir las fuerzas longitudinales, laterales y verticales entre el vehículo y la carretera. Las propiedades de los neumáticos tienen que ser lo más constantes posibles y por lo tanto predecibles por el piloto.

Las normas de la competición dictan que los vehículos pueden tener dos tipos de neumáticos:

- Neumáticos de seco, que son los utilizados en la inspección técnica. Pueden ser de cualquier tamaño o tipo además de lisos (slicks) o con banda de rodadura.
- Neumáticos de lluvia, pueden ser de cualquier tamaño y con cualquier tipo de banda de rodadura con una profundidad mínima en el dibujo de la huella de 2.4 milímetros.

Los neumáticos se fabrican de diferentes compuestos asegurándose su adaptación a diferentes circuitos, de acuerdo con el tipo de asfalto, tipo de curvas, velocidades, etc.

### 3.6.2. Mangueta

Es el componente que une a la rueda con la bieleta del sistema de dirección, los brazos de control del sistema de suspensión y el eje motriz.

### 3.6.3. Brazo tirante

Existen dos tipos de configuración de la suspensión de doble brazo oscilante dependiendo de la posición del brazo tirante: *Pull Rod* y *Push Rod*. Como sus nombres indican la diferencia entre ambas es que uno de los tirantes trabaja a tracción y en la otra configuración trabaja a compresión.

Ninguna de las dos configuraciones es mejor que la otra en el control de las ruedas pero la configuración Pull rod permite tener un centro de gravedad más bajo siendo más complicado de montar. También la barra tirante en el sistema Pull rod al no tener que soportar esfuerzos de pandeo es menos gruesa y más ligera lo que influye positivamente en la aerodinámica.

La elección de una configuración u otra no depende de su influencia en el comportamiento dinámico del vehículo ya que es muy similar. Para elegir entre una de los dos hay que estudiar el comportamiento aerodinámico y la disposición de todos los elementos en el chasis dependiendo el espacio disponible y su posterior facilidad para su manipulación.

### 3.6.4. Sistema de dirección

El sistema de dirección adoptado es de tipo piñón-cremallera. La columna de dirección va solidaria a un piñón que, al girar el volante, mueve una cremallera transversalmente que empuja las bieletas de dirección girando las ruedas.

Es fácil de fabricar y económico aunque transmite vibraciones al volante ante fuerzas externas.

### **3.6.5. Balancín**

Es el componente encargado de transmitir las fuerzas que actúan en las ruedas para que las absorba el conjunto muelle-amortiguador. Se une al chasis en un punto ejerciendo de pivote, en otro punto está conectado con el tirante y en otro va unido al muelle-amortiguador.

### **3.6.6. Muelle-Amortiguador**

La rigidez y amortiguación son los principales responsables del confort al conducir y de las cargas en la rueda, teniendo también una influencia importante en el manejo y en la tendencia de la carrocería a balanceo y cabeceo.

Los amortiguadores actúan como frenos, disipando la energía originada en las ruedas por las cargas externas en forma de calor, y evitando así que la carrocería oscile.

En los vehículos comerciales hay que llegar a un compromiso entre el confort y la seguridad-estabilidad ya que son objetivos contrapuestos. Para lograr el confort es necesaria una suspensión blanda, y para conseguir mayor seguridad y estabilidad es necesaria una configuración más dura de la suspensión.

Sin embargo en coches de competición el confort no es un objetivo que se quiera conseguir por ello la suspensión será dura.

## **3.7. DINÁMICA DEL VEHÍCULO**

En este apartado se estudia el comportamiento vertical del vehículo que debido a las fuerzas internas (masas) o externas (fuerza lateral, baches, etc.), se produce un movimiento vibratorio del chasis y la carrocería que hay que tener en cuenta.

El análisis de la dinámica del vehículo proporcionará información que permitirá dimensionar algunas variables de la suspensión como la rigidez y amortiguación del sistema.

Se tiene que tener en cuenta que la frecuencia de oscilación de la masa suspendida suele estar próxima a 1 Hz en vehículos de pasajeros y que en coches de competición podemos acercarnos hacia 2 Hz. También hay que procurar tener un continuo contacto de la rueda con la calzada evitando los rebotes que provocan pérdida de adherencia con el suelo, de estabilidad, etc.

El modelo más simplificado de un vehículo, y por el que se puede hacer una primera aproximación, es el modelo de 1 grado de libertad. Si no tuviésemos un software multicuerpo

con el que poder construir el sistema de suspensión al detalle, este sería el primer modelo utilizado en el cálculo de nuestra suspensión.

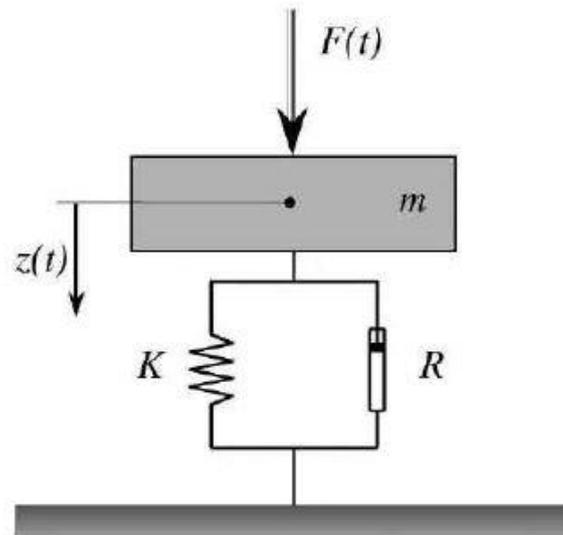


Figura 1.46: Modelo de 1 grado de libertad para el análisis del comportamiento vertical de un vehículo

El modelo de la figura 1.46 representa la suspensión independiente de un cuarto de vehículo siendo la masa no suspendida (neumático, llanta, brazos control, mangueta, amortiguador y muelle) nula así como la rigidez del neumático.

Con todo esto, podemos determinar la frecuencia natural del sistema, la rigidez, el amortiguamiento crítico a partir de estos y la amortiguación.

- La frecuencia natural es una característica del sistema y se define como la raíz cuadrada de la rigidez del sistema entre la masa del sistema:

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

El sistema al sacarlo de la posición de equilibrio siempre vibrará a la misma frecuencia, la que llamamos frecuencia natural.

- Mediante la constante  $k$  caracterizamos la rigidez del sistema que se refiere a la energía potencial almacenada en el resorte.
- La capacidad de disipación de energía se concentra en el amortiguador que se mueve con una fuerza proporcional a la velocidad, con constante de amortiguación  $c$ .

Existen tres tipos de vibraciones libres amortiguadas: supercrítico, crítico y subcrítico. Cuando se estudia el amortiguamiento crítico, se obtiene un valor de amortiguamiento llamado amortiguamiento crítico:

$$\bar{c} = 2m\omega$$

La relación entre la amortiguación del sistema y la amortiguación crítica se denomina amortiguamiento relativo. Este valor determina la respuesta del sistema:

$$\xi = \frac{c}{\bar{c}} = \frac{c}{2m\omega} = \frac{c}{2\sqrt{km}}$$

En la figura 1.47 se muestran diferentes respuestas para distintos valores de amortiguamientos relativos.

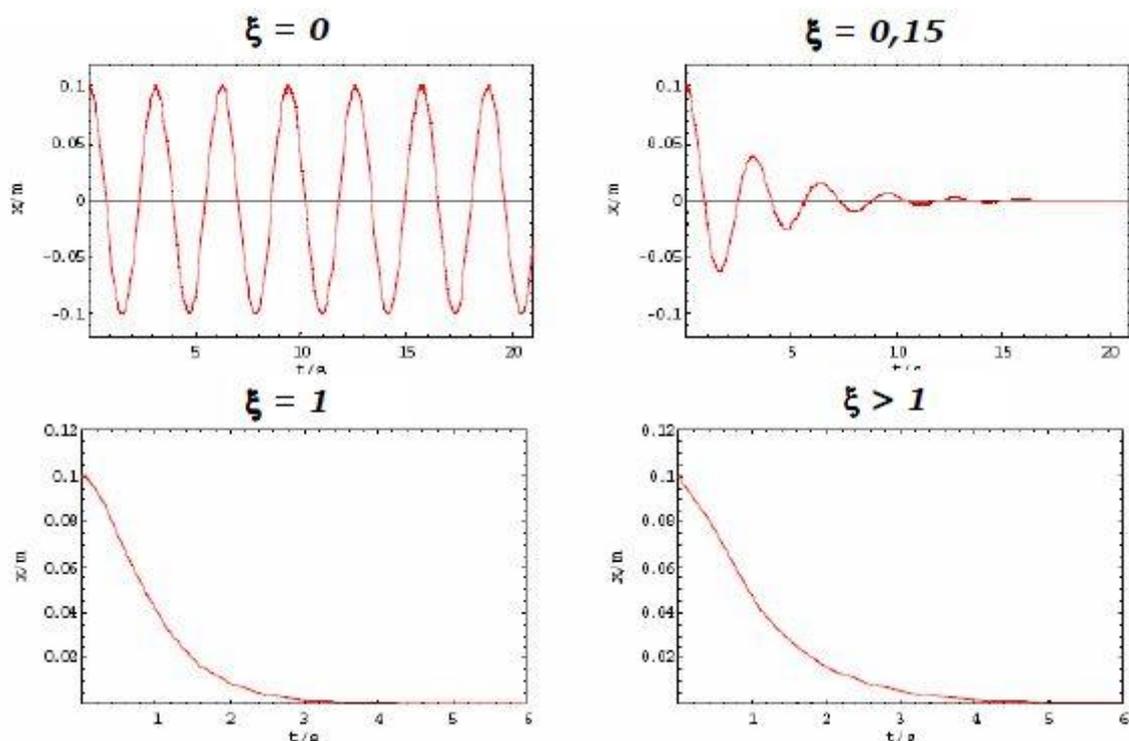


Figura 1.47: Respuestas para distintos valores de amortiguación relativa

A estos resultados se llega haciendo un análisis de las vibraciones libres:

Vibraciones libres son aquellas que aparecen cuando no hay fuerzas exteriores aplicadas al sistema y son consecuencia de unas determinadas condiciones iniciales.

Fijándonos en la figura 1.46, aplicamos la segunda ley de Newton y obtenemos el modelo matemático del sistema, una ecuación diferencial de segundo orden de coeficientes constantes (masa, amortiguación y rigidez). A partir de esta y buscando la solución de la forma  $x(t) = A \cdot e^{st}$ :

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = 0$$

$$x(t) = Ae^{st}$$

$$(ms^2 + cs + k)Ae^{st} = 0$$

$$ms^2 + cs + k = 0$$

$$s = -\frac{c}{2m} \pm \sqrt{\frac{c^2}{4m^2} - \frac{k}{m}}$$

La solución depende del signo de la raíz, apareciendo tres casos: positivo, negativo o nulo.

- En el primer caso se tiene una respuesta exponencial decreciente y se denomina amortiguamiento supercrítico (figura 1.47, curva inferior derecha).
- Se llama amortiguamiento subcrítico en el caso de ser negativo el radicando y su representación gráfica es una respuesta vibratoria (figura 1.47, curvas superiores).
- En el caso de ser nulo, la respuesta es exponencial decreciente de nombre amortiguamiento crítico (figura 1.47, curva inferior izquierda).

La siguiente tabla muestra el confort que sienten los pasajeros de un vehículo y la tolerancia física según el periodo de oscilación de la carrocería.

Periodo de oscilación y frecuencia (seg / Hz)	Deflexión estática debida al propio peso del vehículo (mm)	Sensación de confort pasajeros	Tolerancia física
0,2 / 5	10,0	Muy mala	Intolerable
0,4 / 2,5	40,0	Muy mala	Intolerable
0,5 / 2	62,5	Suspensión deportiva	Tolerable por poco tiempo
0,9 / 1,1	200	Confortable	Tolerable indefinidamente
1,0 / 1,0	250	Confortable	Tolerable indefinidamente
1,26 / 0,8	400	Excesivamente confortable	Tendencia al mareo

Tabla 1: Tolerancia y confort de pasajeros en función del periodo de oscilación

Observando la tabla anterior, periodos de oscilación entre 0,5 segundos y 1 segundo o 1 Hz y 2 Hz, son tolerables para el cuerpo humano sin problemas ya que corresponden a las frecuencias de oscilación del balanceo del cuerpo humano al caminar normalmente. Por ello también son los adecuados para el confort en los vehículos de pasajeros.

Con frecuencias mayores a 2 Hz, las oscilaciones verticales no son tolerables por el cuerpo humano. Esto quiere decir que una exposición elevada del cuerpo en frecuencias altas tiene riesgos físicos y neurológicos para la salud.

Los periodos de oscilación menores a 1 Hz dan la misma sensación en el cuerpo que ir en un barco en el que el movimiento de cabeceo de este puede producir mareos.

La amortiguación crítica del sistema tiene que ver con el tipo de vehículo que estemos diseñando (pasajeros, deportivo, competición, etc.). La amortiguación de nuestro sistema de suspensión se obtendrá como un porcentaje de la amortiguación crítica. Cuanto más se aleje la amortiguación del vehículo de la crítica, más confortable será, pero por el contrario su comportamiento deportivo será inferior.

La siguiente tabla muestra los valores experimentales del porcentaje de amortiguación que hay que montar en el vehículo, dependiendo del tipo de este:

Tipo vehículo	% Amortiguación crítica
Cómodo	15 - 25
Semi deportivo	25 - 30
Deportivo	30 - 35
Competición	35 - 40

Tabla 2: Porcentaje de amortiguación crítica según tipo de vehículo

En el modelo de un solo grado de libertad se supone nula la masa no suspendida y la rigidez del neumático. Si los supusiéramos no nulos, tendríamos un modelo de dos grados de libertad como el de la figura 1.48.

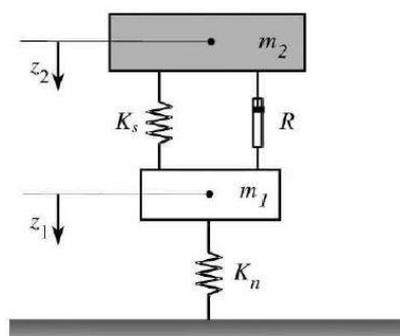


Figura 1.48: Modelo de 2 grados de libertad

### **3.8. SOFTWARE MULTICUERPO. MSC ADAMS.**

Los sistemas dinámicos multicuerpo consisten en cuerpos sólidos o planos, que están conectados entre sí por medio de pares cinemáticos que restringen su movimiento a través de sus grados de libertad.

En el software multicuerpo se analiza como los mecanismos se mueven y comportan bajo la influencia de fuerzas externas. También se suele realizar el estudio inverso, que fuerzas son necesarias aplicar para hacer que el mecanismo de estudio se mueva de una determinada manera requerida.

El análisis del movimiento es importante porque en el diseño de un mecanismo hay que entender como los cuerpos interactúan entre sí con el objetivo de predecir comportamientos y evitar interferencias indeseadas.

Este tipo de software incluye muchos tipos de estudios:

- Análisis de vibraciones
- Diseño de vehículos
- Cargas y desplazamiento
- Análisis de mecanismos
- Contactos y resistencias
- Análisis de ciclos de vida y durabilidad
- Cálculos de fractura y fatiga

También se utiliza el software multicuerpo en el desarrollo de un producto ya diseñado para mejorarlo, optimizarlo o probar varias soluciones que no son posibles de analizar en un laboratorio.

En este proyecto perteneciente a la industria del automóvil utilizaremos el software para el diseño, cálculo y análisis cinemático y dinámico del sistema de suspensión y dirección.

Para el análisis de sistemas multicuerpo se recomienda seguir una serie de pasos ordenados para obtener unos resultados óptimos:

1. Plan: dividir el sistema en sub-sistemas (si los hubiese) identificando cuerpos, uniones y fuerzas externas. Encontrar los grados de libertad y el tipo de análisis que requiere el sistema (vibraciones, resistencia, cinemática, etc.).
2. Construcción: a través de las herramientas que proporcione cada software se construirá el producto a analizar mediante cuerpos unidos con juntas y restricciones a los que se les aplicará las respectivas fuerzas.

3. Ensayo: se definen las variables de las cuales queremos obtener unos resultados con los que hacernos una idea de cómo se va a comportar el mecanismo tales como:
  - Posición, velocidad o aceleración.
  - Otras variables más específicas como posiciones angulares de un cuerpo en concreto, fuerzas de reacción, etc.

Después de esto comienza la simulación definiendo el tiempo que va a durar esta, los pasos que va a realizar (a mayor número de pasos mayor precisión pero más tiempo de simulación) y el tipo de análisis (dinámico, cinemático, estático o por defecto).

4. Evaluación o análisis: se evalúa la animación donde se ve desde diferentes puntos de vista el movimiento que siguen los distintos cuerpos del sistema. También se obtienen los resultados gráficos de las variables de salida. Teniendo los datos de salida, los comparamos y contrastamos con otras fuentes.
5. Mejora: volvemos al paso de construcción para incrementar la complejidad del sistema con el objetivo de obtener resultados más precisos.

### **3.8.1. MSC ADAMS**

ADAMS (acrónimo de Automated Dynamic Analysis of Mechanical Systems) es un software de simulación multicuerpo utilizado por ingenieros para entender el funcionamiento real de un sistema en las primeras etapas de la elaboración de un producto sin tener que esperar a tener un primer prototipo fabricado.

Esto incrementa la eficiencia del diseño reduciendo costes de desarrollo de producto pudiendo los ingenieros evaluar y dirigir las interacciones entre cuerpos para optimizar los diseños de productos.

Adams se compone de distintos módulos que permiten abarcar un mayor rango de uso integrando componentes mecánicos, hidráulicos, electrónicos o de control con los que poder comprobar las interacciones entre subsistemas.

Este proyecto se desarrolla con los módulos de ADAMS/View y ADAMS/Tire.

- ADAMS/View: es el programa principal desde el cual se construye el sistema entero en el preprocesador formado por la unión de cuerpos mediante restricciones y en el que posteriormente se harán las simulaciones en el procesador.
- ADAMS/Postprocessor: aquí se visualizan los resultados a estudio mediante la representación en gráficas pudiendo medir cualquier valor en ellos.
- ADAMS/Tire: es uno de los módulos usados en ADAMS/View para añadir a un cuerpo del sistema las propiedades de un neumático. Esto es útil para analizar las fuerzas y

momentos que actúan en los neumáticos en distintas situaciones reales como el freno, la aceleración, el giro, la conducción o derrape.

### 3.8.2. Adams Tire. Modelización del neumático

ADAMS/Tire está formado por un conjunto de librerías usadas por ADAMS/Solver a través de unas subrutinas cuya función es calcular las fuerzas y momentos que actúan sobre un vehículo debidas al contacto entre el neumático y el suelo.

Es óptimo modelizar los neumáticos para hacer análisis de manejo, conducción, confort y de durabilidad. El análisis de manejo se realiza en el estudio dinámico de un vehículo para ver las respuestas ante una aceleración, freno o cambio de dirección. La conducción y confort depende de las vibraciones en el vehículo debido a carreteras bacheadas u otros obstáculos y en las que los neumáticos son el primer componente en tener contacto con estos.

El conjunto de librerías o módulos que forman ADAMS/Tire permiten modelizar diferentes tipos de neumáticos requeridos por distintas situaciones o distintos vehículos. Por ejemplo si queremos simular un coche de competición, un camión o una moto, necesitaremos una modelización del neumático distinta para cada caso. ADAMS/Tire se compone de cinco módulos:

- Adams/Tire Handling Module
- Adams/Tire 3D Spline Road Module
- Adams/Tire 3D Shell Road Module
- Specific Tire Modules
- Features in Adams/Tire Modules

Adams/Tire Handling Module es usado en el estudio de la dinámica del vehículo e incorpora distintas modelizaciones de neumáticos mostrados en la tabla 3.

MD Adams	Event / Maneuver	ADAMS/ Handling Tire				
		PAC2002 <sup>1</sup>	PAC-TIME <sup>1</sup>	PAC89 <sup>1</sup>	PAC94 <sup>1</sup>	FIALA <sup>1</sup>
Handling	Stand still and start	+	o/+	o/+	o/+	o/+
	Parking (standing steering effort)	+	-	-	-	-
	Standing on tilt table	+	+	+	+	+
	Steady state cornering	+	+	o/+	+	o
	Lane change	+	+	o/+	+	o
	ABS braking distance	+	o/+	o/+	o/+	o
	Braking/power-off in a turn	+	+	o	o	o
	Vehicle Roll-over	+	o	o	o	o
	On-line scaling tire properties	+	-	-	-	-

-	Not possible/Not realistic
o	Possible
o/+	Better
+	Best to use

Tabla 3: Modelos de neumáticos usados en distintas situaciones

Los modelos de neumáticos que incorpora ADAMS/Tire son el PAC2002, PAC-TIME, PAC89, PAC94 y FIALA. La tabla 3 ayuda a elegir el modelo de neumático más adecuado para el sistema que se esté estudiando en función de la situación o estado que queramos analizar. Esta tabla da varias situaciones para el módulo de manejo dándote como resultado el neumático que debes escoger:

- Reposos y comienzo.
- Maniobra de aparcamiento.
- Comportamiento sobre superficie inclinada.
- Giro constante.
- Cambio de carril.
- Distancia de frenado del sistema ABS.
- Freno o deceleración en una curva.
- Balanceo.

El uso de un modelo de neumático fuera de su área de trabajo, puede resultar en resultados no realistas. En el caso particular de que queramos estudiar el manejo de un vehículo usando el módulo Adams/Tire Handling, se recomienda que la superficie de simulación sea lisa o más específicamente que la longitud de onda de los obstáculos de la carretera no sea más pequeños que la circunferencia del neumático. Y si se da el hecho de que la longitud de onda es más pequeña se aconseja usar el modelo de Adams/Tire FTire que es capaz de simular los efectos no lineales de los neumáticos.

El módulo Adams/Tire FTire pertenece al módulo de neumáticos específicos de la librería de Adams. Suministra modelizaciones del neumático capaz de simular respuestas dinámicas en tres dimensiones de hasta 120 Hz, pudiendo analizar el vehículo sobre cualquier superficie u obstáculo.

Una vez que ya sabemos el modelo de neumático más óptimo para nuestro análisis Adams/Tire indica los siguientes pasos para configurar nuestro sistema:

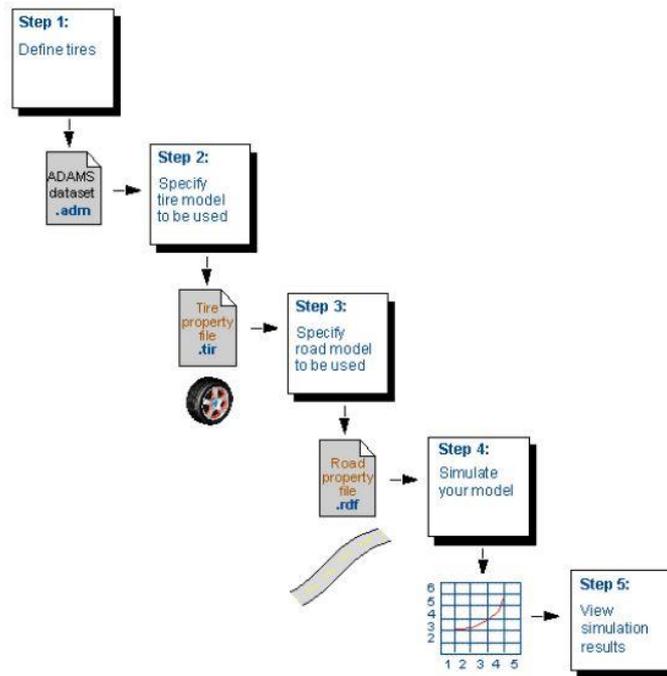


Figura 1.49: Pasos indicado por el módulo Adams/Tire para la configuración de los neumáticos

1. Definir los neumáticos. Depende del producto de Adams que se esté utilizando (Adams/Solver, Adams/Car, etc.). En el caso de Adams/View, los neumáticos se definen en la pestaña *Forces/ Special Forces/ Create a Tire*; se abre una ventana como la de la siguiente figura:

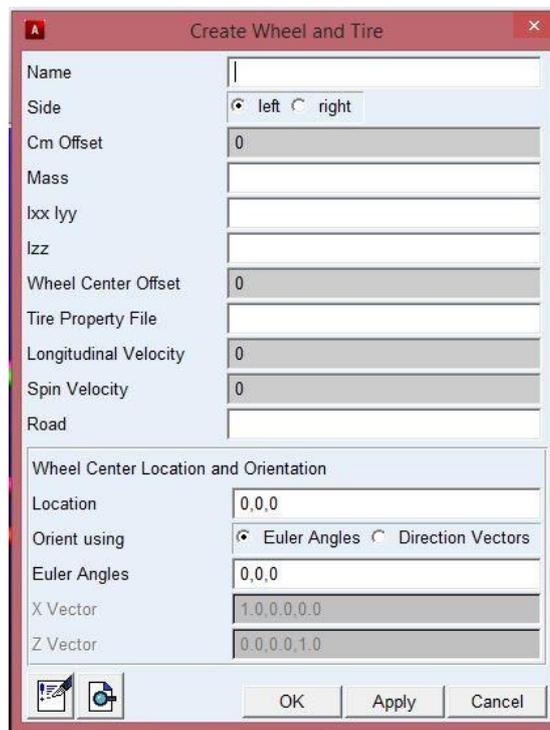


Figura 1.50: Ventana Create Wheel and Tire del módulo Adams/View

- Insertar un archivo de *propiedades de neumático* existente en la librería de Adams, proporcionado por un fabricante, o creado personalmente. En nuestro caso utilizaremos alguno de los archivos proporcionados por MSC Adams.

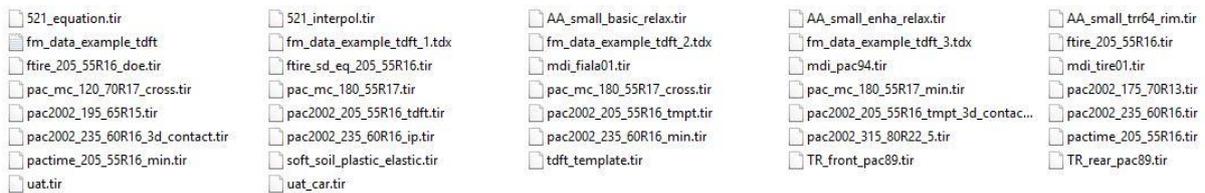


Figura 1.51: Archivos de propiedades de neumáticos de la librería de MSC Adams

- Insertar un archivo de carretera existente. Al igual que con los perfiles de neumáticos, se pueden encontrar en la librería de Adams distintos perfiles de carreteras.
- Correr la simulación de nuestro producto o sistema.
- Ver y analizar los resultados de la simulación en el módulo postprocesador de Adams, Adams/Postprocessor.

## 4. PLANTEAMIENTO DEL DISEÑO

### 4.1. REQUERIMIENTOS DE LA COMPETICIÓN

#### 4.1.1. REQUERIMIENTOS GENERALES

El vehículo debe tener tanto el cockpit como las ruedas abiertas, es decir, sin carrocería que las cubra (estilo fórmula uno); con cuatro ruedas que no pueden estar en línea.

No debe haber aberturas a través de la carrocería hacia el compartimento del piloto.

El coche debe tener una batalla (distancia entre ejes) mínima de 1525 mm. La batalla se mide desde el centro del punto de contacto de los neumáticos traseros y delanteros estando estos alineados hacia delante.

El mínimo ancho del vehículo (delantero o trasero) no debe ser menor que el 75% del mayor ancho.

Y por último, todos los componentes deben ser claramente visibles en la inspección sin usar instrumentos como espejos. Los componentes pueden ser considerados visibles retirando paneles de acceso de la carrocería.

#### 4.1.2. REQUERIMIENTOS DE LA SUSPENSION

El coche debe estar equipado con un sistema de suspensión completo con amortiguadores, delanteros y traseros, con un recorrido de rueda de al menos 50.8 mm, una compresión de 25.4 mm y un rebote de 25.4 mm, con el piloto sentado.

Los jueces se guardan el derecho a descalificar los coches que no tengan un sistema de suspensión operativo o que muestren un comportamiento inapropiado en el circuito.

Todos los puntos de montaje de la suspensión deben ser visibles en la inspección técnica, bien directamente o mediante el desmontaje de alguna cubierta.

Para mantener las piernas del piloto lejos de partes móviles o afiladas, todos los componentes móviles de la suspensión y dirección, y bordes afilados dentro del cockpit entre la jaula antivuelco delantera y un plano vertical 100 mm hacia atrás de los pedales, deben ser cubiertos con protectores hechos de materiales sólidos.

La distancia al suelo debe ser suficiente para prevenir que alguna parte del coche, a excepción de las ruedas, toque el suelo durante las pruebas en circuito. Un contacto excesivo o intencionado con el suelo de alguna parte del coche a excepción de las ruedas hará perder una vuelta o un evento dinámico completo.

#### **4.1.3. REQUERIMIENTOS DE LAS RUEDAS**

Las ruedas serán de 203.2 mm (8.0 pulgadas) o más de diámetro.

#### **4.1.4. REQUERIMIENTOS DE LA DIRECCIÓN**

El volante debe estar conectado mecánicamente a las ruedas delanteras. Los sistemas de dirección eléctricos o electro-mecánicos están prohibidos.

El sistema de dirección debe tener topes que prevengan el colapso de las barras de dirección. Estos topes se colocarán en el bastidor o en la cremallera y deben prevenir el contacto de las ruedas con la suspensión, carrocería, o chasis.

El juego libre permitido en la dirección está limitado a siete grados totales medidos en el volante.

El volante se unirá a la columna de dirección con un desmontaje rápido. El piloto deberá ser capaz de operar el desmontaje rápido en la posición normal de conducción con los guantes puestos.

El volante tendrá un perímetro circular u ovalado, permitiéndose algunos tramos rectos pero no secciones cóncavas. Los volantes con forma en "H" o "figura 8" no están permitidos.

En cualquier posición angular del volante, la parte más elevada de este no puede ser más alto que la superficie más elevada de las barras antivuelco.

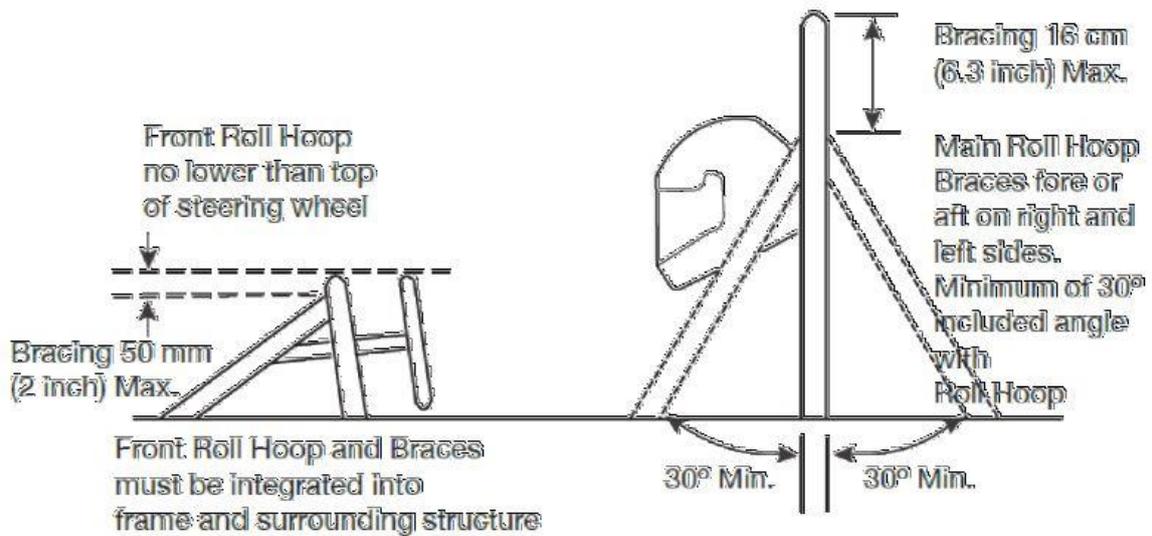


Figura 1.52: Requerimiento de la posición del volante respecto a la barra antivuelco

## 4.1.5. REQUERIMIENTOS EVENTOS DINÁMICOS

### 4.1.5.1. Evento dinámico: aceleración

El evento de aceleración evalúa la aceleración del coche en línea recta sobre pavimento liso.

La longitud de la pista para esta prueba será de 75 metros desde la línea de salida hasta la de meta. La pista tendrá al menos 4.9 metros de ancho medidos entre la parte interna de las bases de los conos que delimitan el trazado. Los conos son colocados con una distancia entre sí de 5 pasos. La localización de los conos no estará marcada sobre el asfalto.

La parte delantera del coche estará situada 0.30 metros detrás de la línea de salida. Los coches acelerarán desde la posición de reposo.

Se utilizará una bandera verde para indicar la aprobación a empezar, sin embargo, el tiempo comenzará a contar cuando el vehículo cruce la línea de salida.

Productos especiales que incrementen la tracción no se pueden añadir a los neumáticos ni al asfalto.

### 4.1.5.2. Evento dinámico: skid-pad

El objetivo del evento skid-pad es medir la capacidad de paso por curva del coche sobre un asfalto liso mientras gira en una curva de radio constante.

Habrán dos pares de circunferencias concéntricas formando un 8 como patrón. Los centros de estas circunferencias estarán a una distancia de 18.25 metros. La circunferencia interior tendrá 15.25 metros de diámetro y la circunferencia exterior será de 21.25 metros de diámetro. El ancho de la pista es de 3 metros entre la circunferencia interior y exterior. Los

coches entran y salen a través de unas puertas de 3 metros de ancho y que son tangentes a las circunferencias.

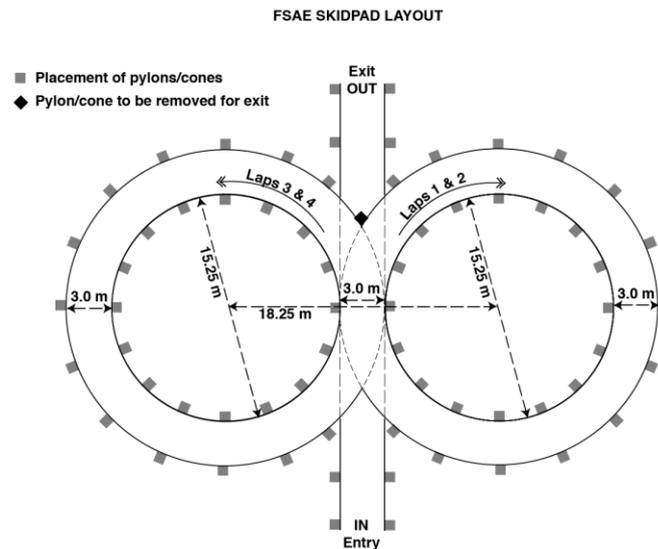


Figura 1.53: Layout del evento dinámico skid-pad

## 4.2. CONDICIONES INICIALES

El diseño cinemático de la suspensión y dirección es un subproyecto dentro del diseño de todo el vehículo de competición. Esto quiere decir que hacen falta una serie de datos o condiciones iniciales que permitan comenzar nuestro diseño de todo el sistema.

- El coche debe tener buenas características en aceleración, freno y estabilidad, teniendo que ser fácil de mantener con un coste razonable y con una alta fiabilidad.
- Después de la inspección técnica, el coche debe mantener todas las especificaciones requeridas como la altura, la carrera de la suspensión, capacidad de frenado y niveles sonoros durante toda la competición.
- La batalla mínima del coche es de 1525 mm, midiéndose desde el centro del punto de contacto con el suelo de las ruedas delanteras y traseras. Además, el ancho de vía más pequeño no puede ser menor al 75% del más grande.
- Solo está permitido en la estructura principal el uso de acero, mientras que en otros tubos o componentes se pueden emplear otros materiales como el titanio o el magnesio.
- Para los cálculos dinámicos o estructurales (si se hiciesen), debe suponerse una masa del piloto de 77 kg y una masa mínima del vehículo de 300 kg.
- También es necesario conocer el diseño del chasis para hacer un estudio de los posibles lugares donde unir los componentes que deben ser vinculados con el chasis tales como los brazos de control de la suspensión, los balancines, el conjunto muelle-

amortiguador y algunos componentes de la dirección. Las características del chasis vienen dadas por la parte del equipo encargado del mismo, y se detallan en el apartado 1 del anexo a la memoria.

- El chasis debe tener el espacio necesario para alojar en su interior los componentes necesarios para el correcto comportamiento cinemático y dinámico del sistema de suspensión y dirección.
- Deben ser elegidos de catálogo las características de las ruedas, tanto neumático como llanta.

### **4.3. PLAN DEL DISEÑO**

En este apartado se detallan los pasos seguidos en el desarrollo del diseño objeto de este proyecto:

1. Planificación del proyecto. El proyecto principal se divide en subproyectos relacionados entre sí y realizados en un orden lógico de manera que alcancemos pequeños objetivos al finalizar estos subproyectos. De esta manera también se consigue una mejor administración del proyecto principal.
2. Antes de empezar a diseñar en un software multicuerpo, hay que saber cuáles son los parámetros del sistema de suspensión que definen el buen comportamiento de un coche de carreras. Después de averiguar cuáles son, hay que ver que influencia tienen sobre el coche, como se configuran o si se pueden modificar después de que el coche este construido, para tenerlo en cuenta en nuestro proceso de diseño.
3. El primer paso es determinar la geometría de todo el sistema de suspensión y consecuentemente conocer el comportamiento cinemático del mismo. Dividimos esta parte en dos, primero estudiamos el eje delantero que se compone del sistema de suspensión más el de dirección y después de tener una aproximación de las dimensiones de todo el conjunto en el eje delantero, se construye el eje trasero para completar así todo el coche. Las normas dictadas por la organización de la fórmula SAE respecto a las dimensiones tanto de la suspensión como de la dirección son poco restrictivas y por tanto, debido a este amplio rango, no habrá una solución única. Se estudiarán los diferentes resultados individualmente, y se llegará a una configuración final encontrando un compromiso entre todas las variables.
4. El siguiente paso es realizar un estudio dinámico del sistema. Introduciendo las masas de cada componente, calcularemos en primer lugar la rigidez de los muelles a emplear y a partir de este dato la amortiguación del sistema. Con esto podemos simular un primer caso sin esfuerzos externos en el que analizar el comportamiento de todo el sistema. Después de este análisis se realizarán los cambios geométricos necesarios

para mejorar la solución repitiendo el análisis cinemático y dinámico hasta llegar al comportamiento deseado.

5. Cuando ya tenemos una aproximación a un diseño óptimo, se simularán diferentes situaciones de carrera mediante el uso del software multicuerpo como: diferentes casos de carreteras bacheadas y pasos por curva. Observando las simulaciones, veremos una aproximación al comportamiento de todo el coche.

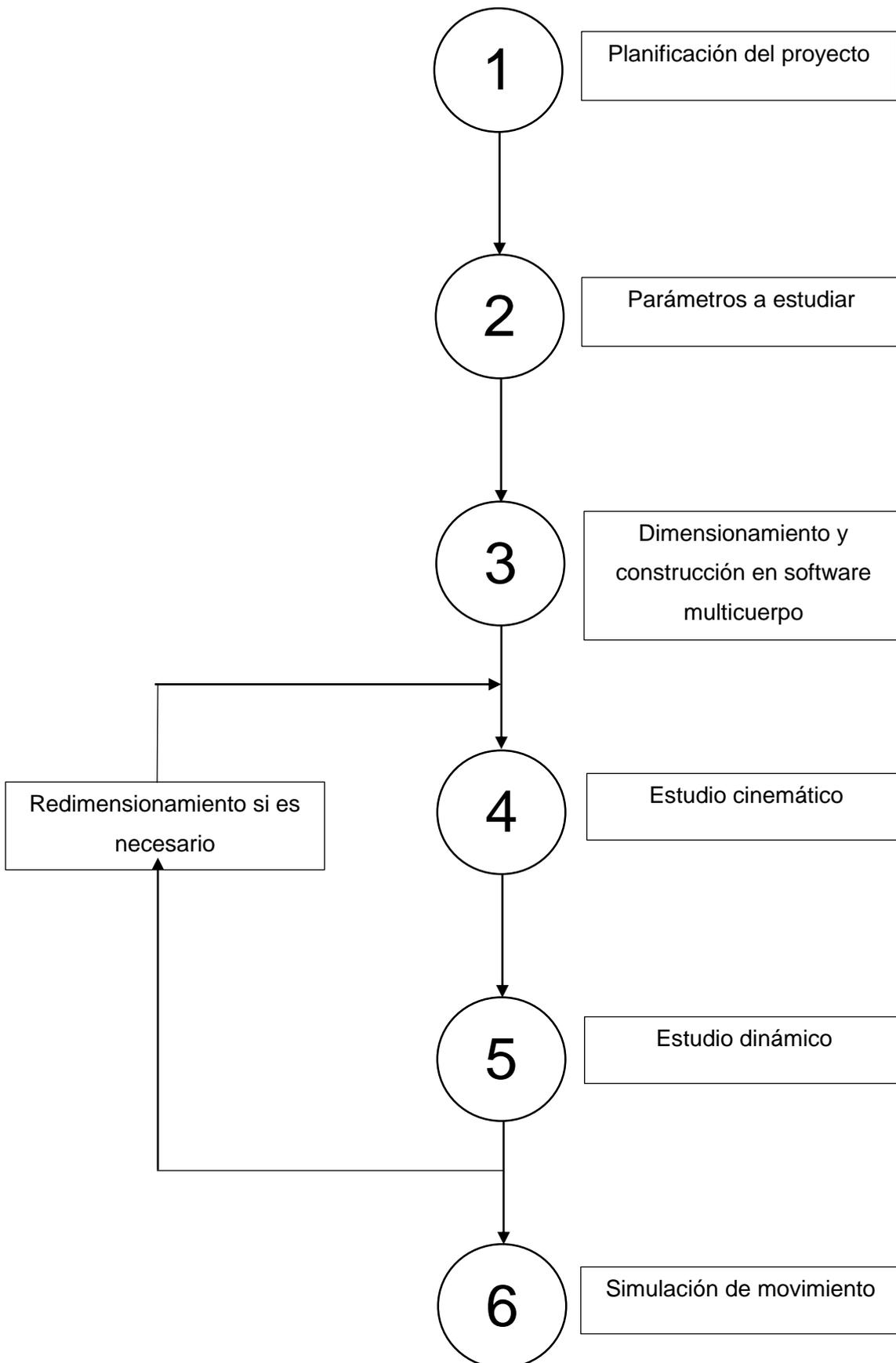


Figura 1.54: Diagrama analítico del plan de diseño

## 5. ANÁLISIS DE SOLUCIONES

En este capítulo se abordarán todas las posibles variables que se pueden introducir y que afectan al comportamiento final del sistema. En el diseño de un sistema de suspensión no hay una solución única, sino que cada fabricante encuentra la que cree más óptima para cada tipo de vehículo que diseña; por ejemplo un vehículo 4x4 instala una suspensión de eje rígido con muelles altos para mejorar las características de balanceo al superar obstáculos y por el contrario un coche de velocidad como el que tiene como objeto este proyecto, no necesita tanta facilidad para superar obstáculos y sí mayor velocidad al paso por curva, consiguiéndose con suspensiones de tipo independiente, muelles más rígidos y un centro de gravedad bajo.

### 5.1. TIPO DE SUSPENSION. RÍGIDA O INDEPENDIENTE

Esta solución no necesita de un estudio exhaustivo para su determinación, como se ha leído durante todo este documento, la solución adoptada es la de suspensión independiente de doble brazo oscilante.

La primera razón y más evidente por la que esta configuración es la más acertada es porque en todas las ediciones de Formula Student todo los coches participantes han montado este tipo de suspensión. Pero poniéndonos en la situación de que la edición en la que participásemos fuese la primera y no tuviésemos otras ediciones anteriores de Formula Student donde fijarnos, volveríamos a llegar a la conclusión de que la suspensión independiente de doble brazo oscilante es la más óptima para este tipo de competición porque otras categorías superiores como la Fórmula Uno la llevan utilizando desde hace décadas.

Pero fijándonos en el comportamiento técnico de ambas configuraciones, se enumeraran los pros y contras vistos en el apartado “4.2 Configuración. Tipos de suspensión”.

Principales contras suspensión de eje rígido:

- Al ser una barra única que une ambas ruedas, debe soportar todos los esfuerzos transmitidos por las irregularidades de la calzada. Además también soporta el peso del diferencial. Por ello las dimensiones del eje rígido hacen que este aumente mucho el peso final del vehículo siendo una contra para el objetivo de que el coche sea lo más rápido posible.
- Las ruedas al estar conectadas entre sí, se influyen en su movimiento entre sí. En otras palabras cuando una rueda se comprime, hace que la otra se extienda. Esto tiene un efecto sobre la transferencia de carga pues esta configuración impide que las ruedas se opongan al movimiento de la otra (figura 1.36) aumentando el momento de balanceo y perdiendo así control, estabilidad y adherencia.

- Otra razón secundaria para oponerse al uso de la suspensión de eje rígido es que deja poco margen de modificación una vez instalada en su posición final

Principales pros para el uso de la suspensión independiente:

- Se compone de dos brazos de control para cada rueda más un brazo tirante que conecta con el amortiguador, repartiéndose los esfuerzos de la rueda por todos ellos por lo que sus dimensiones y peso son reducidos.
- Está comprobado en la práctica que el control direccional es más fácil luego dirigir y controlar el vehículo teniendo montada una suspensión independiente es más estable y cómoda.
- Al no estar conectadas las ruedas entre sí, el movimiento de una no afecta a la otra y el efecto de balanceo se reduce.

## 5.2. ÁNGULO DE CAIDA. CAMBER

El camber tiene tres posibles configuraciones iniciales: se pueden tener con un peso en vacío un camber positivo, negativo o neutro, dependiendo del tipo de vehículo que se esté estudiando y de la función que este vaya a tener. Por ejemplo un vehículo destinado al transporte de pasajeros o mercancía tendrá un ángulo de inclinación inicial (peso en vacío) positivo ya que al cargarse con peso, el camber tiende a hacerse nulo y con ello mantener un desgaste del neumático regular.

Sin embargo para el caso que estamos analizando de un coche de competición, el desgaste del neumático no es uno de los parámetros más importantes, lo que se busca es un paso por curva lo más rápido posible. Para dar un mayor agarre lateral a la rueda y mejorar el manejo la configuración inicial será de un camber negativo.

Esto es aplicable tanto para el eje delantero como el trasero ya que en ambos casos queremos aumentar el grip lateral en el paso por curva del coche. En la siguiente tabla se muestran valores típicos para el camber cuando el objetivo es mejorar el comportamiento lateral del neumático:

	<b>Camber</b>	<b>Diferencia máxima entre izquierda y derecha</b>
<b>Eje delantero</b>	-40' ± 30'	30'
<b>Eje trasero</b>	-1°30' ± 20'	20'

*Tabla 4: Valores típicos para el ángulo de caída*

### 5.2.1. Cinemática de la variación del camber

Una desventaja de las suspensiones independientes es que las ruedas se inclinan cuando la carrocería lo hace en las curvas; la rueda del exterior de la curva tiende a tomar un ángulo de

inclinación positivo y en esta situación el agarre de la rueda, que se encuentra bajo la actuación de la carga más elevada, se reduce. Para compensar esto, la posición inicial de las ruedas se diseña de tal manera que tiendan a una inclinación negativa cuando se comprime la suspensión en la parte exterior al tomar una curva, y que tiendan a una inclinación positiva cuando la suspensión se extiende.

### **5.3. ÁNGULO DE CONVERGENCIA. TOE-IN**

El ángulo de convergencia o toe-in tiene mayor o menor variación a causa de una incorrecta configuración de las "tie-rod". Las "tie-rod" significa literalmente barras tirante, y corresponden en el eje delantero con las bieletas de la dirección y en el eje trasero con las barras anti toe-in.

Recordando del apartado 4.3.GEOMETRÍA DEL SISTEMA SUSPENSIÓN-DIRECCIÓN, el ángulo de convergencia es negativo cuando la parte delantera de los neumáticos tiende a irse hacia afuera (toe-out). Y se dice que el ángulo de convergencia es positivo cuando la parte delantera de los neumáticos apunta hacia el interior (toe-in).

Una rueda moviéndose en línea recta tiene el desgaste y resistencia a la rodadura más bajos. Lo que ocurre es que cuando ruedan la fuerza resistente a la rodadura dirigida desde el frente hasta detrás, y localizada en el centro de la huella de contacto del neumático con el suelo, genera un momento en la propia rueda y absorbido por la bieleta o anti toe-in. Este momento empuja las ruedas hacia detrás ligeramente, es decir, las da un pequeño ángulo de convergencia no deseado.

Por ello tenemos que configurar el ángulo de convergencia inicial de manera que cuando el coche se mueva en la prueba de aceleración y freno, las ruedas se mantengan lo más rectas posibles para que el comportamiento sea el más favorable.

Aunque las ruedas traseras con tengan sistema dirección también configuraremos su convergencia.

#### **5.3.1. Cinemática de la variación de la convergencia**

Incluso más importante que una correcta configuración en la posición de reposo, es necesario que el comportamiento continúe durante el movimiento del coche o cuando se comprima y reboten las ruedas.

Una mala disposición de la convergencia durante la carrera de las ruedas puede causar inestabilidad en el sistema de dirección. Para evitar mayores desgastes e incrementos en la resistencia a la rodadura, o aumentos en la inestabilidad de la dirección, no pueden existir variaciones en el toe-in cuando la suspensión se comprima o rebote.

La variación ideal de la convergencia de las ruedas es la mostrada en la curva 1 de la figura 1.21, siendo un caso ideal y teniendo que aceptar ligeras variaciones. La figura 1.21 muestra la posible variación del ángulo de convergencia de una rueda dependiendo de la longitud de las tie-rod durante la carrera de las ruedas.

Para nuestro caso de una posición del tirante por delante del eje, existen dos casos extremos de longitud del tirante:

- Longitud muy corta: durante la compresión y rebote de las ruedas los tirantes provocan que las ruedas se junten por su parte delantera (toe-in).
- Longitud muy larga: los tirantes empujan las ruedas por su parte delantera haciendo que se separen (toe-out).

También hay que analizar la posición del tirante, es decir, la posición de la unión con el chasis y con la mangueta, ya que también tiene influencia en el ángulo de convergencia de las ruedas.

### **5.3.2. Variación de la convergencia como causa del balanceo**

Durante una curva la rueda exterior sufre una carrera de compresión convergiendo la rueda hacia toe-out, y la rueda interior que rebota tiende a toe-in. Esta variación del ángulo de convergencia durante una curva puede producir subviraje o sobreviraje. Las fuerzas laterales que aparecen en el eje trasero pueden provocar sobreviraje en la parte trasera del coche. Si este efecto apareciese en nuestro coche, habría que diseñar el toe-in en el eje trasero de modo que subvirase, compensando así el efecto y manteniendo un comportamiento neutral en el vehículo.

Luego como solución durante una curva, hay que configurar el ángulo de convergencia de manera que se reduzcan los efectos variación de la convergencia, intentando que la rueda exterior tienda a un toe-in y la interior a toe-out.

## **5.4. NEUMÁTICOS Y LLANTAS.**

La selección del tamaño ideal del neumático y del comportamiento de este en el coche podría ser objeto de estudio en otro proyecto.

La solución optada para el cálculo y análisis del sistema de suspensión es coger un valor intermedio de un catálogo de un proveedor de neumáticos específicos para la competición.

### SLICKS

Size	O.D.	Tread Width	Section Width	Recommended Rim	Rim Measured	Approximate Weight
6.0/18.0-10	18.0"	6.0"	8.5"	6.0-7.0"	7.0"	8 lbs.
18.0 x 6.0-10	18.1"	6.2"	8.1"	5.5-7.0"	6.0"	9 lbs.
18.0 x 7.5-10	18.3"	7.5"	9.5"	7.0-8.0"	8.0"	10 lbs.
19.5 x 6.5-10	19.4"	6.5"	8.2"	5.5-7.0"	6.0"	10 lbs.
19.5 x 7.5-10	19.5"	7.5"	9.5"	7.0-8.0"	8.0"	11 lbs.
20.5 x 6.0-13	21.0"	6.0"	7.3"	5.5-6.5"	5.5"	11 lbs.
20.5 x 7.0-13	21.0"	7.0"	8.0"	5.5-8.0"	6.0"	11 lbs.
20.0 x 7.5-13	20.6"	8.0"	9.4"	7.0-9.0"	8.0"	12 lbs.

### WETS

Size	O.D.	Tread Width	Section Width	Recommended Rim	Rim Measured	Approximate Weight
18.0 x 6.0-10	17.8"	6.2"	7.8"	6.0-8.0"	6.0"	9 lbs.
19.5 x 6.5-10	19.7"	6.2"	8.2"	6.0-8.0"	6.0"	10 lbs.
20.0 x 7.5-13	20.6"	7.4"	8.3"	7.0-8.0"	7.0"	12 lbs.
21.0 x 6.5-13	21.2"	6.7"	7.2"	6.0-8.0"	6.0"	11 lbs.

Figura 1.55: Tipos y dimensiones de neumáticos destinados a la FSAE

Se ha optado por tomar:

- Diámetro exterior de 20 pulgadas (508mm).
- Ancho de neumático de 7 pulgadas.
- Diámetro de la llanta 7.5 pulgadas.
- Masa total de la rueda 4 kg.
- Masa de la llanta 5 kg.

## 6. RESULTADO FINAL

Teniendo en cuenta los análisis realizados en los capítulos anteriores y las alternativas propuestas, se han seleccionado los siguientes valores para cada elemento que compone el sistema de suspensión como solución final del modelo.

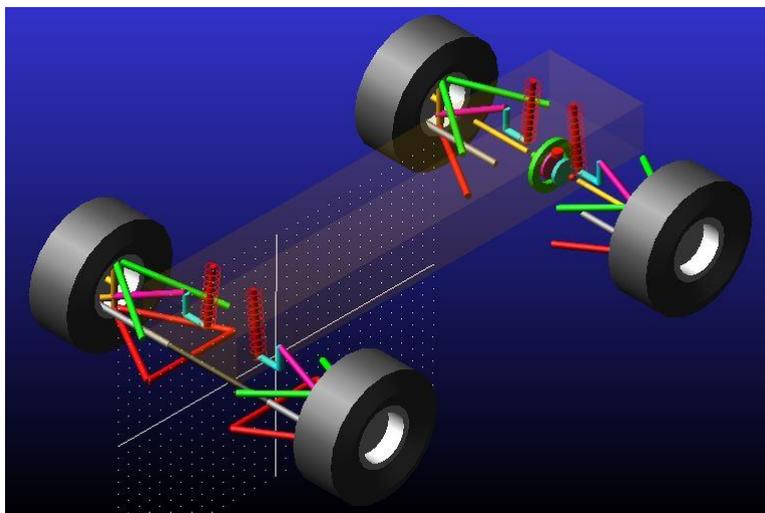


Figura 1.56: Modelo del chasis en el software multicuerpo

La justificación de los valores finales de las dimensiones de cada elemento se encuentra en los anexos a la memoria.

## 6.1. DIMENSIONES CHASIS

<b>Batalla</b>	1525 mm
<b>Ancho de Vía Delantero</b>	1250 mm
<b>Ancho de Vía Trasero</b>	1200 mm

*Tabla 5: dimensiones del chasis*

## 6.2. DIMENSIONES DE LOS ELEMENTOS

<b>Elemento</b>	<b>Valor</b>
Longitud Barra 1 Brazo de Control Superior Delantero	400,00 mm
Longitud Barra 2 Brazo de Control Superior Delantero	415,50 mm
Longitud Brazo de Control Superior Trasero	377,93 mm
Anchura Brazo de Control Superior Trasero	410,00 mm
Longitud Brazo de Control Inferior Delantero	420,81 mm
Anchura Brazo de Control Inferior Delantero	410,00 mm
Longitud Brazo de Control Inferior Trasero	400,00 mm
Anchura Brazo de Control Inferior Trasero	410,00 mm
Longitud Tirante Delantero	396,31 mm
Longitud Tirante Trasero	374,93 mm
Longitud Bieleta	375,00 mm
Longitud Barra Anti Toe	405,25 mm
Longitud Cremallera	471,20 mm
Altura Balancín	90,00 mm

Profundidad Balancín	100,00 mm
Altura Mangueta	190,00 mm
Profundidad Mangueta	60,00 mm
Ancho Mangueta	79,40 mm
Diámetro Neumáticos	20 pulgadas
Diámetro Llantas	7,50 pulgadas
Longitud Muelle-Amortiguador	215,00 mm

*Tabla 6: dimensiones de los elementos que forman el sistema de suspensión*

### **6.3. PUNTOS DE ANCLAJE**

En la siguiente tabla se especifican las coordenadas respecto del origen del modelo de los puntos de anclaje o unión entre los elementos que forman el sistema de suspensión. En la tabla se definen los valores para las partes delantera y trasera del lado derecho del coche. No se definen los elementos correspondientes al lado izquierdo debido a la simetría existente respecto del plano longitudinal del coche.

El tipo de unión entre cada elemento está especificado en los anexos a la memoria.

<b>Elemento 1</b>	<b>Elemento 2</b>	<b>Coordenada X</b>	<b>Coordenada Y</b>	<b>Coordenada Z</b>
Barra 1 Brazo superior Delantero	Chasis	-222,50	160,0	410,0
Barra 1 Brazo superior Delantero	Mangueta	-559,70	220,0	205,0
Barra 2 Brazo superior Delantero	Chasis	-222,50	90,0	0,0
Barra 2 Brazo superior Delantero	Mangueta	-559,70	220,0	205,0

Brazo inferior Delantero	Chasis	-197,50	0,0	410,0
Brazo inferior Delantero	Mangueta	-564,52	18,70	205,0
Tirante Delantero	Balancín	-222,50	250,0	205,0
Tirante Delantero	Mangueta	-570,30	60,0	205,0
Balancín Delantero	Chasis	-222,50	160,0	205,0
Balancín Delantero	Amortiguador	-122,50	160,0	205,0
Bieleta Delantera	Mangueta	-610,60	60,0	270,0
Bieleta Delantera	Cremallera	-235,60	60,0	270,0
Cremallera	Chasis	0,0	60,0	270,0
Rueda Delantera	Mangueta	-625,0	120,0	205,0
Brazo superior Trasero	Chasis	-222,50	160,0	-1115,0
Brazo superior Trasero	Mangueta	-534,28	220,0	-1320,0
Brazo inferior Trasero	Chasis	-197,50	0,0	-1115,0
Brazo inferior Trasero	Mangueta	-539,50	18,65	-1320,0
Tirante Trasero	Balancín	-222,50	250,0	-1320,0
Tirante Trasero	Mangueta	-545,72	60,0	-1320,0

Balancín Trasero	Chasis	-222,50	160,0	-1320,0
Balancín Trasero	Amortiguador	-122,50	160,0	-1320,0
Anti Toe Trasero	Mangueta	-610,60	60,0	-1255,0
Anti Toe Trasero	Chasis	-210,60	60,0	-1255,0
Rueda Trasera	Mangueta	-600,0	120,0	-1320,0

Tabla 7: Coordenadas de los puntos de unión de los elementos que forman la suspensión

## 6.4. GEOMETRÍA DE LAS RUEDAS

También se ha configurado de inicio un valor para los ángulos de caída (camber) y de convergencia (toe-in) ya que son independientes de los valores de las dimensiones fijadas en las tablas anteriores.

La explicación de estos valores está en el anexo a la memoria.

	Ángulo de Caída (Camber)	Ángulo de Convergencia (Toe-in)
<b>Rueda Delantera Derecha</b>	-0,50°	-1,00°
<b>Rueda Delantera Izquierda</b>	-0,50°	-1,00°
<b>Rueda Trasera Derecha</b>	-0,50°	+3,00°
<b>Rueda Trasera Izquierda</b>	-0,50°	+3,00°

Tabla 8: Configuración inicial de los ángulos de la rueda

## 6.5. PARÁMETROS SUSPENSIÓN

En este apartado se fijan los valores de los parámetros que especifican el comportamiento del conjunto muelle-amortiguador.

<b>Rigidez delantera</b>	20 N/mm
<b>Rigidez Trasera</b>	21 N/mm
<b>Amortiguación Delantera</b>	69 N·s/m
<b>Amortiguación Trasera</b>	71 N·s/m

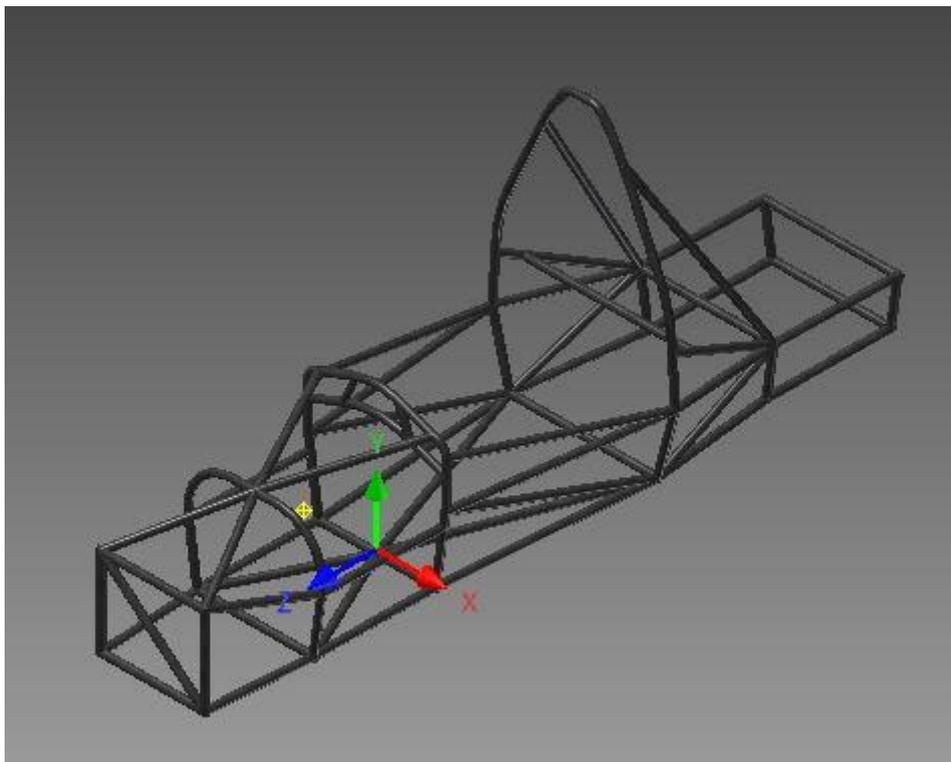
Tabla 9: Valores de las constantes de rigidez y de amortiguación

# **ANEXOS A LA MEMORIA**

# 1. DIMENSIONAMIENTO Y MODELIZACIÓN

Antes de poder realizar cualquier análisis y simulación, hay que proceder a la construcción virtual de nuestro modelo en el módulo Adams/View perteneciente al software MSC Adams. La primera decisión que hay que tomar es saber que dimensiones va a tener nuestro primer modelo de suspensión, cómo las vamos a obtener y por qué.

En el diseño de nuestro sistema de suspensión partimos de un modelo del chasis del coche facilitado por el equipo de Formula Student de la Universidad de Cantabria y hecho con la ayuda de un software de CAD en 3D.



*Figura 2.1: Chasis modelado mediante software CAD*

El software CAD (diseño asistido por ordenador) permite dibujar y modelar en 3D piezas, productos, etc. mediante el uso de puntos, líneas, arcos, polígonos, superficies y sólidos. Algunos de estos programas son SolidWorks, Autodesk o CATIA entre otros.

Pero estos programas también posibilitan, a partir de un elemento modelado, el cálculo de sus propiedades físicas como la masa, el área y el volumen, la posición del centro de gravedad o las inercias. Estos son los primeros datos con los que contamos para empezar a continuación a trabajar en el software multicuerpo (Tabla 4).

Masa (sólo chasis tubular)	36,209 g	
Centro de gravedad (mm) respecto al origen tomado por el software de CAD	(249'959 , 210'174 , -348'314)	
Tensor de inercia		
$I_{xx} = 2,2155143880313E+010$	$I_{yy} =$	
$I_{xy} = -1897381668,028$	$2,2679998198491E+010$	
$I_{xz} = 3,153195810347E+009$	$I_{yz} =$	$I_{zz} =$
	$=2,822498975259E+009$	$6,971263499712E+009$

Tabla 10: Propiedades del chasis del coche dado por software de CAD

### 1.1.1. Posición brazos de la suspensión

Teniendo el modelo del chasis en 3D, el primer paso que se va a realizar es ver en qué lugar se pueden colocar las uniones de los brazos de control de la suspensión con el chasis y a su vez, ver la anchura máxima que estos pueden tener dependiendo del espacio disponible.

Como se aprecia en la siguiente figura la posición habitual de los brazos de control de la suspensión montados en los coches participantes en la Formula Student es en la parte final trasera del chasis para los brazos traseros, y los brazos de la suspensión delantera están situados detrás del morro del coche.



Figura 2.2: Posición habitual de los brazos de control de la suspensión

Aplicamos estos datos a nuestro modelo para saber dónde localizar los brazos de control de la suspensión. La figura 2.3 muestra la parte delantera del chasis, y el tubo con una línea azul es el lugar donde puede ir conectado el brazo superior de la suspensión delantera. Con la ayuda de la herramienta *medir* del programa de CAD se ha calculado la anchura máxima posible, que de nudo a nudo es igual a 410,818 mm. En nuestra primera aproximación para el cálculo cinemático y dinámico cogemos una anchura de 410 mm para el brazo superior y también para el inferior que ira en la barra de debajo.

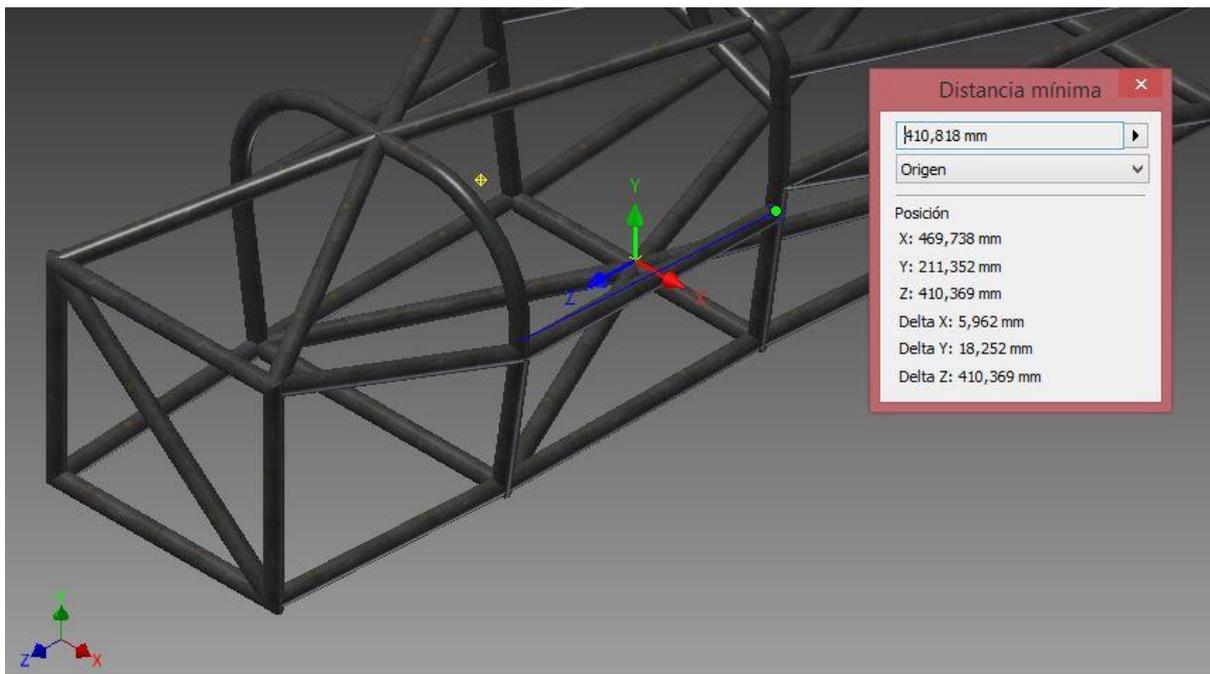


Figura 2.3: Localización brazos de control suspensión delantera

Seguimos la misma línea de actuación para la suspensión trasera. En la figura 2.4 las barras expuestas son donde irán situados los brazos superiores e inferiores de la suspensión trasera, y con la ayuda de la herramienta *medir* del programa de CAD se indica la distancia máxima que pueden tener los triángulos de la suspensión, que es de 418,817 mm.

Lo siguiente que hacemos es medir la distancia vertical que habrá entre los brazos de control. Esta distancia es fija y dada por la separación entre los tubos del chasis, con la posibilidad de pequeñas variaciones por medio del uso de piezas de acople. Utilizando la opción de medir del programa de CAD se obtiene un valor de 195,136 mm.

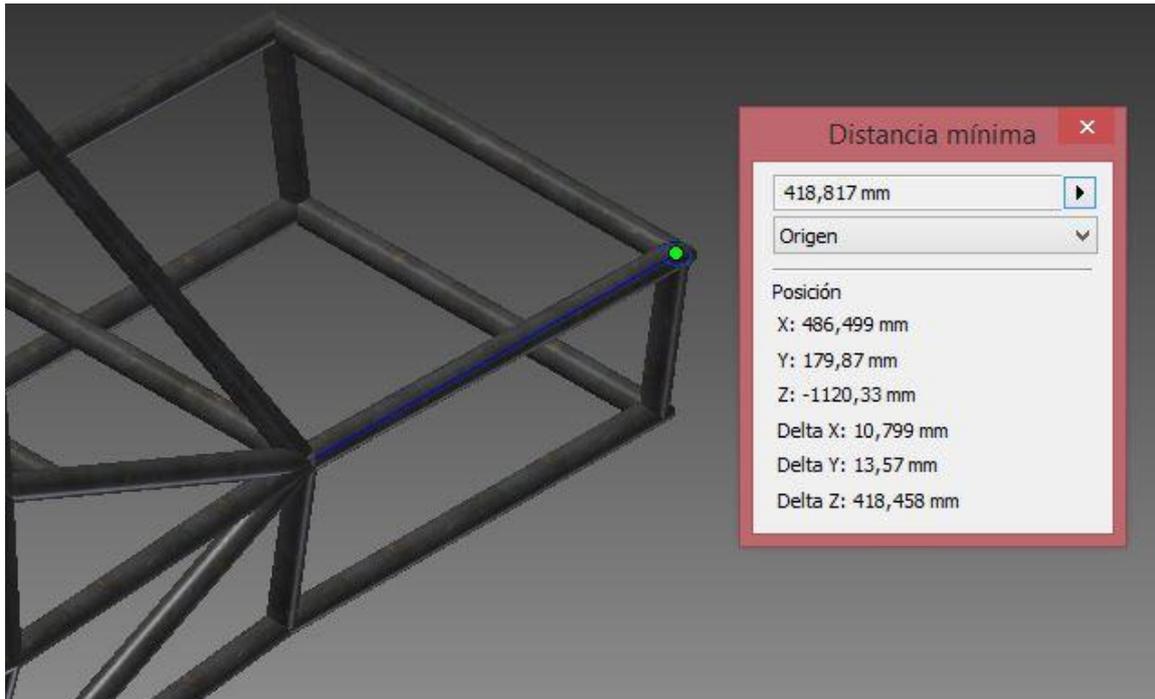


Figura 2.4: Localización brazos control de la suspensión trasera

Con los datos que ya tenemos, recogidos en la tabla 5, podemos empezar a construir nuestro modelo en el software multicuerpo.

	Medición programa CAD	Medida utilizada
Anchura triángulo suspensión delantera	410,818 mm	410 mm
Anchura triángulo suspensión trasera	418,817 mm	410 mm
Separación entre brazos superiores e inferiores	195,136 mm	190 mm

Tabla 11: Datos iniciales para la modelización del sistema

En el módulo Adams/View de MSC Adams los sólidos o cuerpos se construyen a partir de puntos, denominados en el programa con el nombre de *markers*. Los markers se asocian a los cuerpos ya creados o al suelo (*ground*) y se introducen las coordenadas donde estarán situados (Figura 2.5). Después de haberse creado se puede modificar en cualquier momento su posición y orientación, siendo estos parámetros medibles durante una simulación. Los markers se caracterizan por no tener masa.

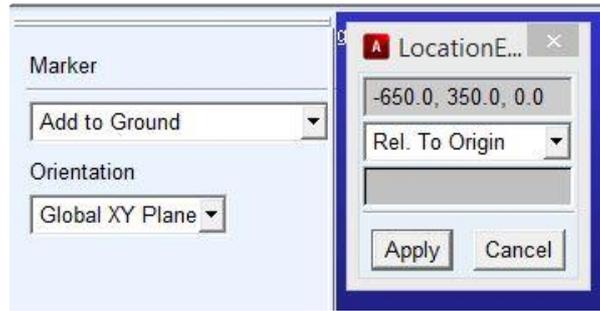


Figura 2.5: Creación de marker en Adams/View

Al final del proceso todo el coche quedaría modelado por un mapa de puntos en el espacio pero visualmente se hace más complicado e incómodo de trabajar y como Adams/View lo permite, el coche se construirá con cuerpos sólidos.

Los sólidos que permite crear Adams/View son cubos, cilindros, esferas, conos, toroides, eslabones, chapas, planos y se pueden hacer extrusiones y revoluciones (figura 2.6).



Figura 2.6: Ventana bodies en Adams/View

### 1.1.2. Longitud brazos de control

Una vez sabemos dónde situar los brazos de la suspensión lo siguiente que hacemos es dar un valor a la longitud de estos. Este valor no será el final porque dependerá del comportamiento cinemático y dinámico que tendrá el coche, y que se estudiará más adelante.

Coordenadas de los markers de la suspensión delantera derecha:

Rótulas	x (mm)	y (mm)	z (mm)
Superior delantera	-222,5	190,0	410,0
Superior trasera	-222,5	190,0	0,0
Inferior delantera	-197,5	0,0	410,0
Inferior trasera	-197,5	0,0	0,0
Mangueta superior	-597,5	190,0	205,0
Mangueta Inferior	-597,5	0,0	205,0

Tabla 12: Coordenadas de los brazos de control

El origen de coordenadas está situado en el sistema de coordenadas mostrado en las figuras 2.1 y 2.3.

Después de haber introducido todos los markers de la tabla 6, podemos unirlos mediante sólidos con forma de cilindro para darles una forma aproximada a la real y lo más importante, para darles propiedades físicas (Figura 2.7).

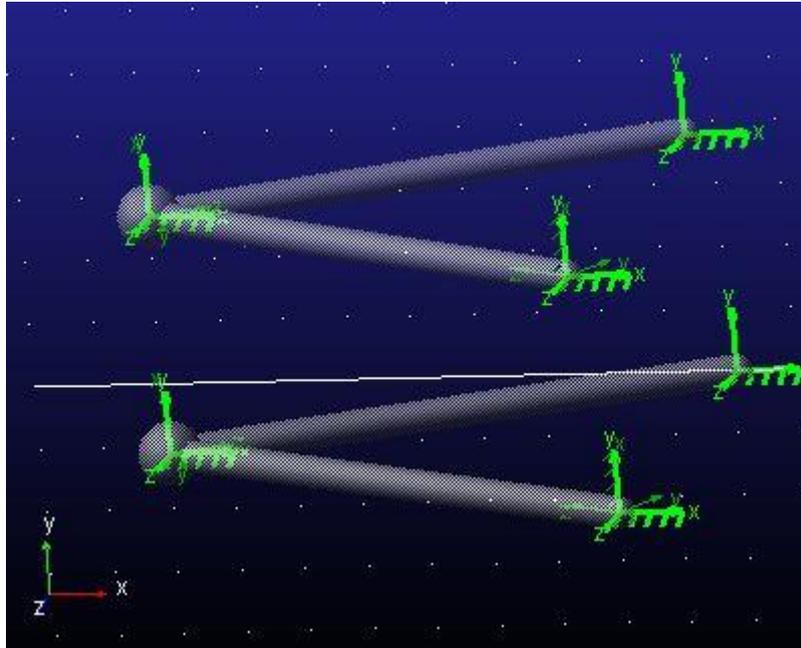


Figura 2.7: Brazos de control de la suspensión creados mediante markers y sólidos.

MSC Adams calcula automáticamente unos valores de masa y del tensor de inercia a partir de las dimensiones que hemos introducido y del material (acero por defecto), pero se pueden modificar en cualquier momento. La figura 2.8 es un ejemplo de la ventana perteneciente a Adams/View en la que se cambian estas propiedades físicas.

Hemos creado ya dos cuerpos: el brazo superior y el brazo inferior de la suspensión delantera derecha. Cada cuerpo está formado por cinco sólidos, dos cilindros y tres esferas; con los cilindros nos aproximamos a la forma real de los tubos o barras que formarán la suspensión y con las esferas solamente mejoramos la estética del modelo. Es importante saber que tanto la masa como el tensor de inercia se introducen para el cuerpo y no por cada sólido creado.

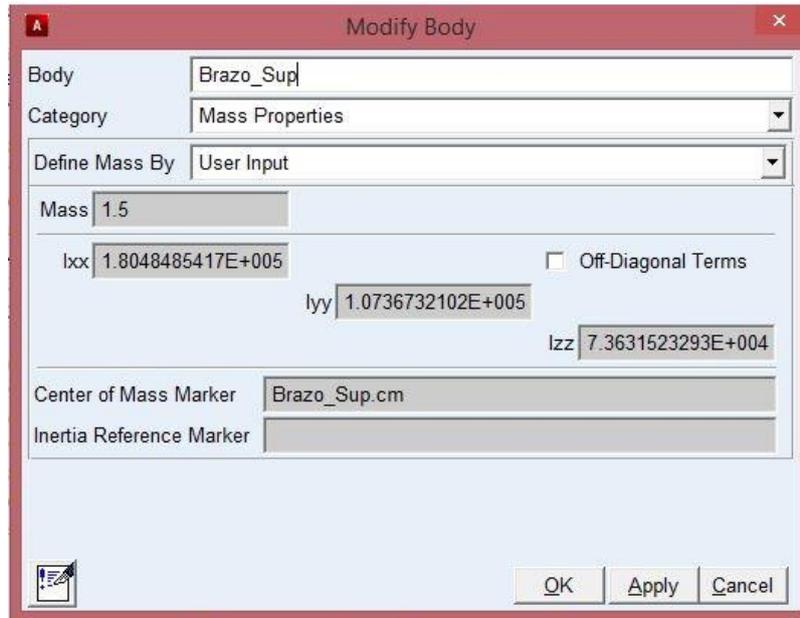


Figura 2.8: Ventana modificación propiedades del cuerpo

Resumiendo, ya tenemos unos primeros valores de las longitudes de los brazos de control superior e inferior (en la primera aproximación será igual para el eje trasero):

$$\text{Longitud brazo superior} = |-597,5 - (-222,5)| = 375 \text{ mm}$$

$$\text{Longitud brazo inferior} = |-597,5 - (-197,5)| = 400 \text{ mm}$$

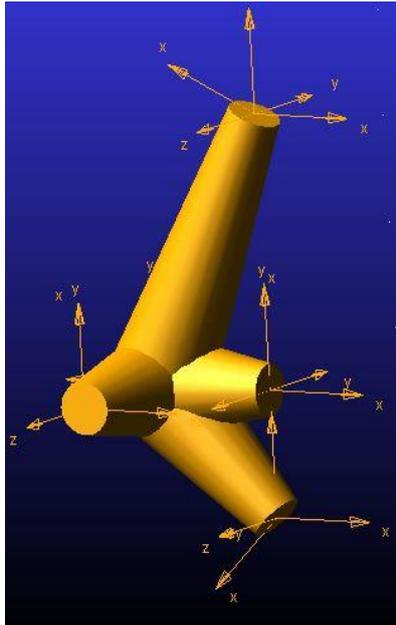
El brazo inferior es más largo que el superior porque la barra del chasis donde va unido con la suspensión no está a la misma distancia con el origen de coordenadas que la barra del brazo superior como se puede ver en la figura 2.3.

### 1.1.3. Mangueta

La mangueta es modelada mediante cinco puntos pertenecientes al mismo cuerpo, estando cada uno de estos puntos unido con otro elemento del sistema de suspensión. Además servirán como referencia para crear las restricciones presentes entre la mangueta y el resto de cuerpos (Figura 2.9).

	x (mm)	y (mm)	z (mm)	Unión	Cuerpo
MARKER_30	-597,5	190,0	205,0	Esférica	Brazo Superior
MARKER_31	-597,5	0,0	205,0	Esférica	Brazo Inferior
MARKER_32	-597,5	60,0	205,0	Esférica	Tirante
MARKER_33	-657,5	60,0	270,0	Esférica	Bieleta
MARKER_34	-657,5	60,0	205,0	Rotacional	Rueda

Tabla 13: Markers que forman la mangueta en Adams/View



*Figura 2.9: Mangueta modelada en Adams/View*

La posición de los markers 30 y 31 dependen en una primera aproximación de los brazos de control de la suspensión. La coordenada X coincide con el extremo de las barras de control superior e inferior. La altura Y es tal que los brazos sean paralelos al suelo en la posición de construcción del modelo, más adelante veremos si esta es la configuración más favorable. Y por último la coordenada Z coincide con la mitad del ancho del triángulo que forman los brazos de control.

El marker 32 que conecta la mangueta con el tirante está simplemente situado en el centro de esta pieza debido a que es donde hay espacio, y su coordenada X impide que el tirante toque o llegue a rozar con el resto de la mangueta.

La bieleta de la dirección es el último componente que conecta con la rueda el sistema de dirección. Para que proporcione un momento de giro a la rueda debe haber un brazo palanca, cuanto mayor sea más fácil será mover la rueda. Esto puede ser bueno o un inconveniente. Si es fácil cambiar el ángulo de guiado de la rueda también se transmitirán hasta el volante más vibraciones y la conducción será más inestable. Por el contrario, con una mayor dificultad para mover las ruedas, el sistema de dirección se estabiliza aunque girar el volante sea más duro. En la primera aproximación el brazo palanca en la mangueta tiene un valor de 60 mm.

El marker 34 de la mangueta coincide con el centro de la rueda. Es el lugar donde está situado el par rotacional que simula el giro de avance de la rueda.

### 1.1.4. Tirante

Se le llama tirante a la barra que conecta la mangueta con el balancín. Su función es la de hacer llegar al amortiguador y al muelle los esfuerzos absorbidos por la rueda. Esta barra existe para evitar que el conjunto muelle-amortiguador esté situado fuera de la protección de la carrocería y así no este expuesto a las condiciones del ambiente.

En Adams/View se puede crear mediante dos markers o mediante un marker inicial y dando una longitud a la barra. Después queda caracterizado mediante el primer marker, la longitud de la barra y dos ángulos, uno con el plan horizontal y otro con el vertical.

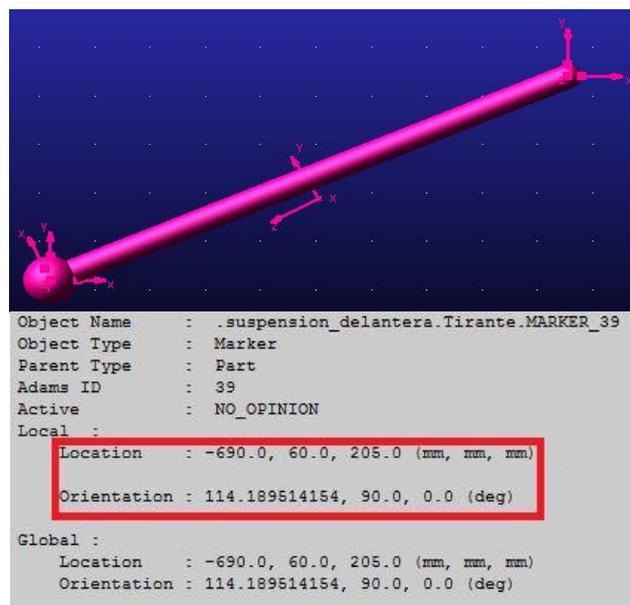


Figura 2.10: Tirante y ventana con las propiedades

La posición del tirante es conocida, por un lado está unido a la mangueta en el marker\_32, y por el otro lado va conectado al balancín en el marker\_39, del que se analizará a continuación su posición y dimensionamiento. La longitud del tirante queda entonces fijada por los dos markers de los extremos, uno de la mangueta y el otro del balancín.

### 1.1.5. Balancín

Junto con el tirante, el balancín transmite las fuerzas absorbidas por el neumático hasta el amortiguador.

El balancín (rocker en inglés) puede tener muchas formas dependiendo del espacio disponible, las fuerzas a las que está sometido o el presupuesto disponible. Las siguientes figuras muestran la variedad de formas que puede tomar esta pieza, comparando los de más alto nivel utilizados en fórmula uno con los balancines usados en la competición de Fórmula Student.

En el modelo multicuerpo, el balancín está compuesto por dos barras que definen el comportamiento cinemático de este a través de la posición de sus pares cinemáticos (Figura 2.13). Tiene tres pares cinemáticos que le unen con: el tirante, el amortiguador y el chasis.

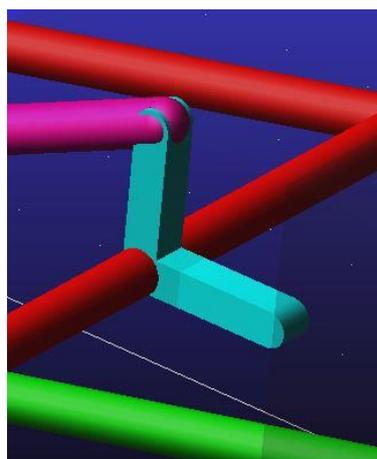


*Figura 2.11: Ejemplos de balancines usados en Fórmula 1*



*Figura 2.12: Balancines usados en FSAE*

Como primer valor, ambas longitudes de barra son de 60 mm. Posteriormente se observará el efecto de las dimensiones de esta pieza sobre el chasis.



*Figura 2.13: Balancín modelado en Adams/View*

### 1.1.6. Sistema de dirección

A través del mecanismo piñón-cremallera el giro del volante se convierte en el movimiento lineal que empuja las ruedas. En la modelización del sistema no es necesario construir el volante ni los elementos que conectan con el piñón; si queremos estudiar el efecto del cambio de ángulo de guiado de la rueda que tiene sobre el volante podemos analizar el giro del piñón y sabremos cuanto lo hace el volante.

Como ya conocemos las dimensiones de la mangueta empezaremos modelizando la bieleta, que es el elemento que conecta la mangueta con la cremallera de la dirección. De la bieleta sabemos que es un cuerpo con forma de cilindro, sabemos su posición en la mangueta (marker\_33, tabla 7) y que en la posición de construcción del modelo será paralela al suelo. Por último solo quedar averiguar su longitud, pero esta no la conoceremos hasta que estudiemos el efecto del rebote y la compresión de las ruedas sobre el sistema de dirección. El primer valor de la longitud de la bieleta será 200 mm.

La cremallera se construirá desde la bieleta de un lado del coche hasta la bieleta del otro lado, luego su longitud depende de la posición del marker\_33 de la bieleta y de la longitud de este.

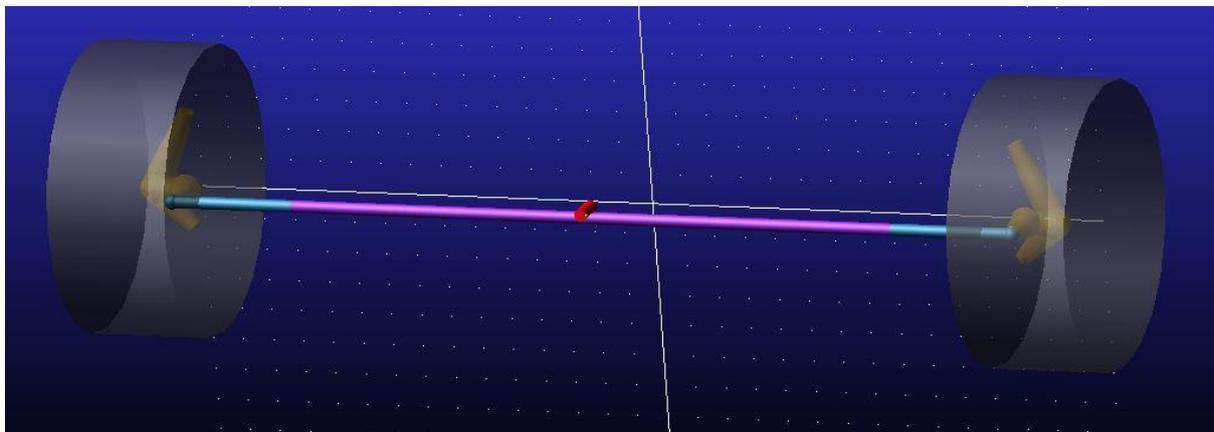


Figura 2.14: Modelización del sistema de dirección en Adams/View

## 1.2. CONEXIONES

Las conexiones entre elementos son pares cinemáticos que restringen los grados de libertad de un cuerpo y sirven para definir cómo se va a mover un cuerpo respecto de los demás. Estas uniones caracterizan el funcionamiento de todo el sistema de suspensión y tienen una solución única.

Adams/View permite crear los siguientes tipos de pares cinemáticos:

- Fijo
- Rotacional
- Prismático
- Cilíndrico
- esférico
- Velocidad constante
- Cardán
- Helicoidal
- Plano

También se pueden crear lo que Adams/View llama “uniones primitivas” como por ejemplo restringir dos cuerpos para que sean paralelos, que tengan la misma orientación, que sean perpendiculares o que estén contenidos en un mismo plano entre otros.

Se pueden crear uniones más específicas como engranajes y acoplamientos rígidos. La opción de engranajes la utilizaremos para crear el diferencial trasero que proporcionará potencia a las ruedas traseras en la simulación.

Por último existe la posibilidad de elegir uniones especiales: restricción punto-curva y curva-curva. Un ejemplo para entenderlo bien sería un par de leva, que se crearía con la restricción curva-curva.



Figura 2.15: Ventana de uniones de Adams/View

### 1.2.1. Restricciones eje delantero

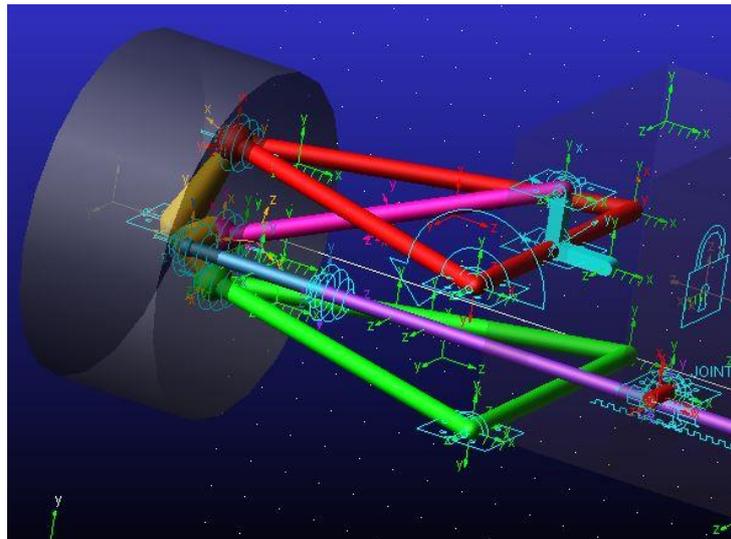


Figura 2.16: Restricciones del modelo de un cuarto de vehículo

En la figura 2.16 se pueden ver todas las restricciones situadas en el modelo que determinan el comportamiento de los sistemas de suspensión y dirección, y en la siguiente tabla se analizan los grados de libertad restringidos y los libres.

ID	Restricción	G.d.l Restringidos	Cuerpo 1	Cuerpo 2
1	Rotacional	5	Brazo superior	Chasis
2	Esférica	3	Brazo superior	Mangueta
3	Rotacional	5	Brazo inferior	Chasis
4	Esférica	3	Brazo inferior	Mangueta
5	Rotacional	5	Tirante	Balancín
6	Esférica	3	Tirante	Mangueta
7	Rotacional	5	Balancín	Chasis
8	Esférica	3	Bieleta	Mangueta
9	Esférica	3	Bieleta	Cremallera
10	Cilíndrica	4	Cremallera	Chasis
11	Rotacional	5	Piñón	Chasis
12	Rotacional	5	Rueda	Mangueta

Tabla 14: Restricciones del modelo correspondientes con un cuarto de vehículo

Los datos de la tabla corresponden con un cuarto de vehículo y si lo analizásemos cinemáticamente, el chasis se encontraría fijo al suelo. Recordar que en el estudio cinemático queremos averiguar principalmente los diferentes ángulos de la rueda (camber y toe-in) respecto al movimiento de compresión y extensión de la misma.

A la tabla anterior hay que agregar la restricción que fija el chasis con el suelo:

ID	Restricción	G.d.l Restringidos	Cuerpo 1	Cuerpo 2
13	Fija	6	Chasis	Suelo

Tabla 15: Tipo de interacción entre el chasis y el suelo en el modelo de un cuarto de vehículo

Y también hay que añadir el movimiento de rotación que se agrega en la restricción 1 y que simula el movimiento de compresión y extensión de la rueda. Este movimiento restringe el grado de libertad que quedaba en la restricción 1.

- Número de cuerpos: 10
- Grados de libertad totales: 10 cuerpos \* 6 g.d.l = 60 g.d.l
- Grados de libertad restringidos = 55 g.d.l + 1 g.d.l del movimiento impuesto = 56 g.d.l
- Grados de libertad = 60 – 56 = 4 g.d.l

Adams/View tiene la opción de *verificar el modelo* mostrando en una ventana informativa el número de cuerpos, restricciones y grados de libertad totales del modelo (Figura 2.17).

```

VERIFY MODEL: .suspension_delantera

  4 Gruebler Count (approximate degrees of freedom)
 10 Moving Parts (not including ground)
  1 Cylindrical Joints
  6 Revolute Joints
  5 Spherical Joints
  1 Fixed Joints
  1 Motions

  5 Degrees of Freedom for .suspension_delantera

There is one redundant constraint equation.

This constraint:                               unnecessarily removes this DOF:

.suspension_delantera.Balancin_BrazoSup (Revolute Joint)  Rotation Between Zi & Xj

Model verified successfully

```

Figura 2.17: Ventana de verificación de Adams/View

La verificación del modelo nos dice que hay 6 grados de libertad y esto no coincide con nuestros cálculos. La razón está en una línea más abajo donde nos dice también que existe una restricción redundante.

Una restricción redundante es aquella que no aporta una solución a una ecuación, o en otras palabras, aparecen físicamente en el mecanismo pero no son necesarios para el movimiento de este.

La ventana de verificación nos dice que la restricción:

*.suspension\_delantera.Balancin\_BrazoSup (Revolute Joint) Rotation Between Zi & Xj* es innecesaria y la ha eliminado. Esto quiere decir no es necesario restringir el brazo superior de la suspensión con el chasis en la dirección longitudinal del coche. Luego Adams/View trata la restricción 1 de la tabla 8 como una restricción cilíndrica. Haciendo el cambio obtendríamos:

- Número de cuerpos: 10
- Grados de libertad totales: 10 cuerpos \* 6 g.d.l = 60 g.d.l
- Grados de libertad restringidos = 54 g.d.l + 1 g.d.l del movimiento impuesto = 55 g.d.l
- Grados de libertad = 60 – 55 = 5 g.d.l

Cambiando el par rotacional por uno cilíndrico en nuestro modelo y verificándolo se comprueba que ya no aparece ninguna restricción redundante y además los grados de libertad coinciden con los calculados:

```
VERIFY MODEL: .suspension_delantera

 5 Gruebler Count (approximate degrees of freedom)
10 Moving Parts (not including ground)
 2 Cylindrical Joints
 5 Revolute Joints
 5 Spherical Joints
 1 Fixed Joints
 1 Motions

 5 Degrees of Freedom for .suspension_delantera

There are no redundant constraint equations.

Model verified successfully
```

Figura 2.18: Verificación modelo sin restricciones redundantes

## 1.2.2. Restricciones eje trasero

La modelización del eje trasero es igual que la del delantero con la diferencia de que todo el sistema de dirección se sustituye por una barra exactamente igual que la bieleta pero que en este caso se denomina barra anti toe y su función es la de impedir que la rueda rote respecto a la perpendicular del suelo.

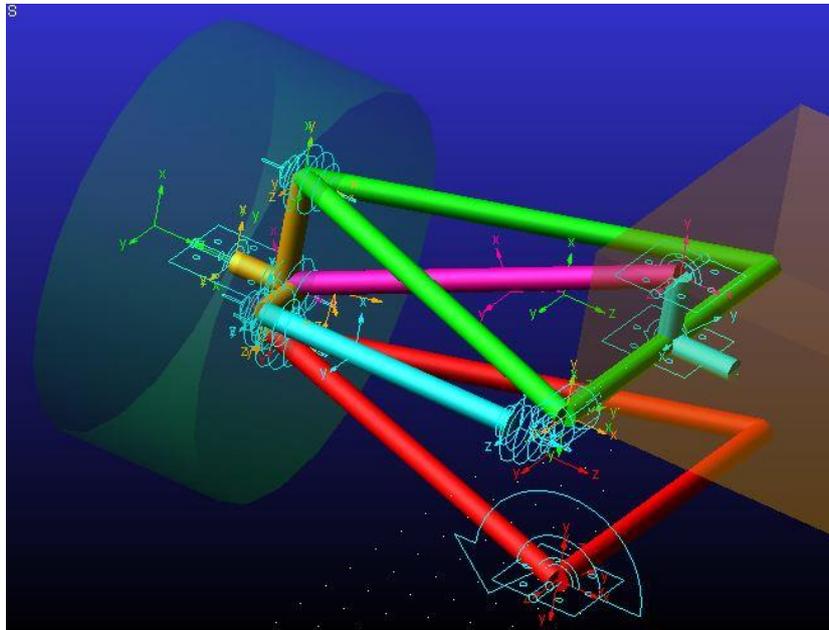


Figura 2.19: Restricciones eje trasero

Como ya se ha hecho con el eje delantero analizamos las restricciones del modelo y sus grados de libertad.

ID	Restricción	G.d.l Restringidos	Cuerpo 1	Cuerpo 2
14	Cilíndrica	4	Brazo superior	Chasis
15	Esférica	3	Brazo superior	Mangueta
16	Rotacional	5	Brazo inferior	Chasis
17	Esférica	3	Brazo inferior	Mangueta
18	Rotacional	5	Tirante	Balancín
19	Esférica	3	Tirante	Mangueta
20	Rotacional	5	Balancín	Chasis
21	Esférica	3	Barra anti toe	Mangueta
22	Esférica	3	Barra anti toe	Chasis

Tabla 16

Estudiamos los grados de libertad del modelo teniendo en cuenta también la restricción 13 que fija el chasis al suelo:

- Número de cuerpos: 8
- Grados de libertad totales: 8 cuerpos \* 6 g.d.l = 48 g.d.l
- Grados de libertad restringidos = 45 g.d.l + 1 g.d.l del movimiento impuesto = 46 g.d.l
- Grados de libertad = 48 – 46 = 2 g.d.l

Verificando el modelo en Adams/View:

```
VERIFY MODEL: .TFG

 2 Gruebler Count (approximate degrees of freedom)
 8 Moving Parts (not including ground)
 1 Cylindrical Joints
 4 Revolute Joints
 5 Spherical Joints
 1 Fixed Joints
 1 Motions

 2 Degrees of Freedom for .TFG

There are no redundant constraint equations.

Model verified successfully
```

2.20: Verificación modelo

### 1.2.3. Restricciones coche completo

El análisis cinemático es suficiente haciéndolo con los dos cuartos de vehículo, uno correspondiente al eje delantero y el otro al trasero. El modelo del coche completo será utilizado para calcular la rigidez y amortiguación y posteriormente para simularlo en carretera.

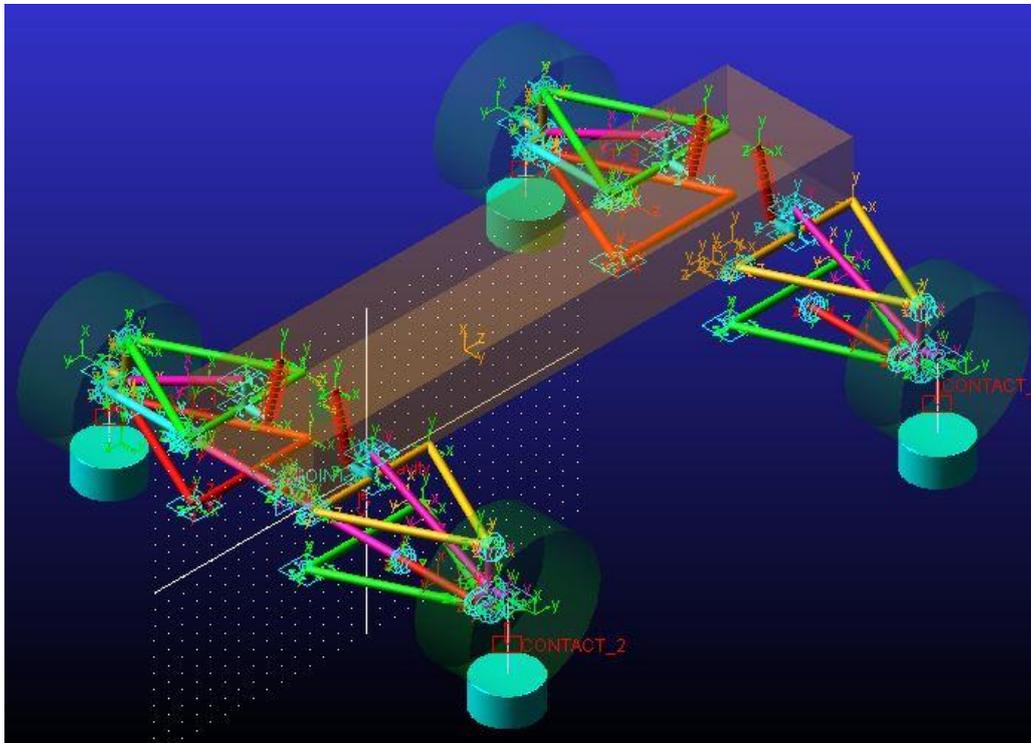


Figura 2.21: Restricciones modelo completo

Solamente se ha añadido la fuerza que simula los muelles y el amortiguador respecto a los modelos anteriores. Esta fuerza está compuesta por:

- Cuerpo que ejerce la fuerza.
- Cuerpo que reacciona o absorbe la fuerza.
- Coeficiente de rigidez.
- Coeficiente de amortiguación.
- Precarga.
- Longitud del conjunto muelle-amortiguador.

Todos los parámetros son conocidos excepto ambos coeficientes que, en posteriores apartados se calcularán.

Lo importante de los amortiguadores es que Adams los toma como una fuerza y no como un cuerpo. Esto quiere decir que para el cálculo de los grados de libertad no se tendrán en cuenta, además de que el movimiento de este respecto a los cuerpos con los que está unido lo crea automáticamente el programa y no sale reflejado como restricciones.

Teniendo en cuenta esta característica de los amortiguadores, ya se pueden calcular los grados de libertad.

ID	Número de restricciones iguales	Restricción	G.d.l Restringidos	Cuerpo 1	Cuerpo 2
1	4	Cilíndrica	4	Brazo superior	Chasis
2	4	Esférica	3	Brazo superior	Mangueta
3	4	Rotacional	5	Brazo inferior	Chasis
4	4	Esférica	3	Brazo inferior	Mangueta
5	4	Rotacional	5	Tirante	Balancín
6	4	Esférica	3	Tirante	Mangueta
7	4	Rotacional	5	Balancín	Chasis
8	2	Esférica	3	Barra anti toe	Mangueta
9	2	Esférica	3	Barra anti toe	Chasis
10	4	Rotacional	5	Rueda	Mangueta
11	2	Esférica	3	Bieleta	Mangueta
12	2	Esférica	3	Bieleta	Cremallera
13	1	Cilíndrica	4	Cremallera	Chasis
14	1	Rotacional	5	Piñón	Chasis

Tabla 17

La restricción de la tabla 9 no se aplica en este modelo ya que en el estudio dinámico del coche analizaremos los diferentes movimientos del chasis como el balanceo y el cabeceo.

- Número de cuerpos: 31
- Grados de libertad totales:  $31 \text{ cuerpos} * 6 \text{ g.d.l} = 186 \text{ g.d.l}$
- Grados de libertad restringidos = 165 g.d.l
- Grados de libertad =  $186 - 165 = 21 \text{ g.d.l}$

Comparándolo con la verificación del modelo de Adams/View:

```
VERIFY MODEL: .HASTALASNARICES

21 Gruebler Count (approximate degrees of freedom)
31 Moving Parts (not including ground)
 5 Cylindrical Joints
17 Revolute Joints
20 Spherical Joints

21 Degrees of Freedom

There are no redundant constraint equations.

Model verified successfully
```

*Figura 2.22: Verificación modelo*

Si estudiamos el movimiento del piñón del sistema de dirección hay que restringir el contacto entre el piñón y la cremallera. Para ello Adams/View en su módulo incluye la conexión *Rack and Pinion* (cremallera y piñón) que simula este movimiento.

La unión cremallera-piñón es de cinco grados de libertad (restringe un grado de libertad) y restringe los desplazamientos rotacional y traslacional del marker I que gira alrededor del eje z del marker J. El marker I se encuentra en el centro del piñón y el marker J está contenido en la cremallera. Para que Adams/View haga la unión correctamente, el eje x del piñón debe ser paralelo y en el mismo sentido que el eje (de traslación) z de la cremallera. La separación entre los ejes de la cremallera y del piñón debería ser la mitad del diámetro del piñón. Esta unión no fija las posiciones del piñón y la cremallera, para ello el piñón se restringe con una unión rotacional y la cremallera con una cilíndrica.

Para crear la unión hay que introducir:

- Diámetro primitivo del piñón
- Posición de los markers I y J usando otros markers ya creados o coordenadas.

Los markers que usaremos para crear los de la unión deben ser como el programa lo pide: el eje x del marker que pertenece al piñón debe ser paralelo y de mismo sentido que al eje de traslación (eje z) de la cremallera.

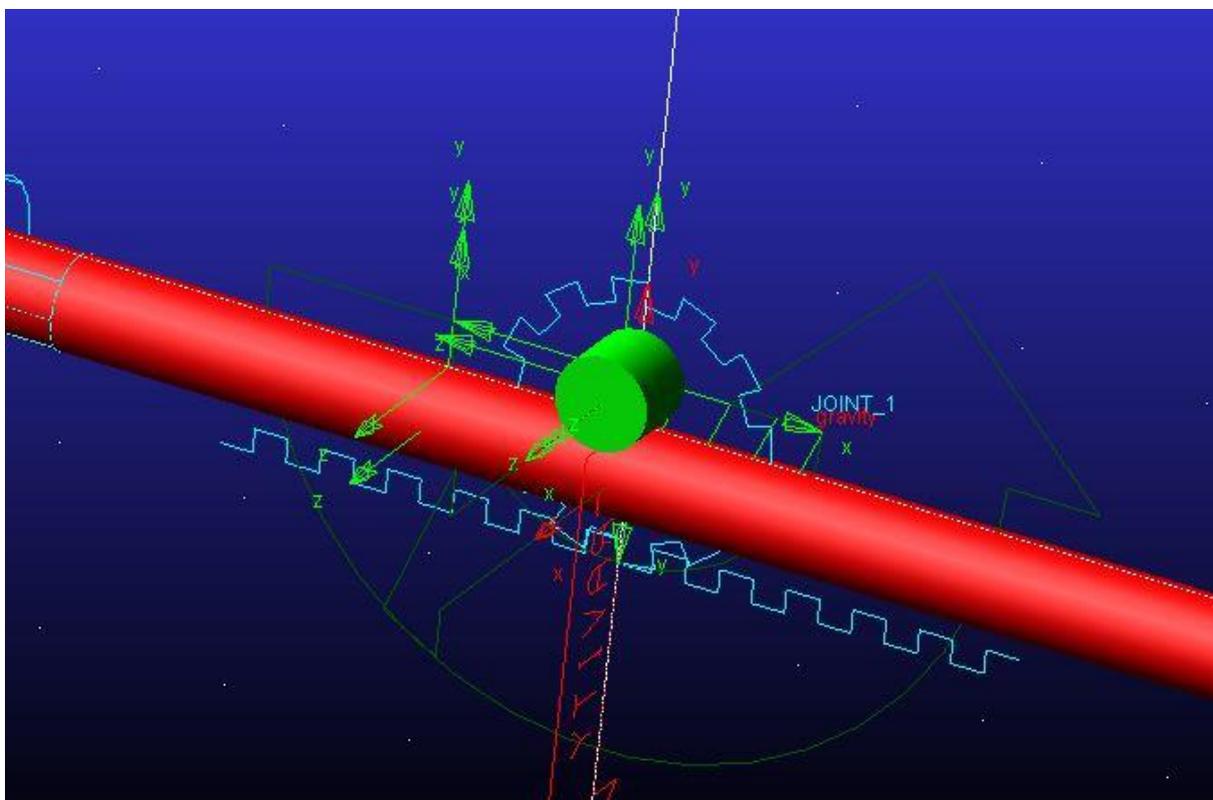


Figura 2.23: Restricción cremallera-piñón

### **1.3. VARIABLES DE DISEÑO**

Las variables de diseño en Adams/View son análogas a las variables en lenguaje de programación. Representan un lugar de almacenamiento escrito que puede contener información como números reales, texto, etc.

Una vez definida una variable de diseño, Adams/View las puede referenciar desde cualquier parámetro, macro, o función creada. Por ejemplo se puede crear una longitud como una variable y llamarla desde la longitud de un cilindro para que tome ese valor.

El valor inicial asignado es guardado en el momento en que es creado, y este valor inicial se puede recuperar en cualquier momento usando un comando de restauración de variable.

Las variables de diseño se crean desde el menú *Design Exploration* y ahí en *Design Variable*.

Se abre la ventana de creación de la variable en la que hay que introducir:

- Nombre
- Tipo de variable: real, entero, cadena u objeto.
- Unidades.
- Valor estándar.
- Rango del valor dado por: valores absolutos mínimo y máximo, incrementos máximo y mínimo o porcentaje relativo al valor estándar.

En el caso de este proyecto las variables de diseño son útiles para parametrizar todo el modelo, es decir, construir una modelización previa pero que después modificando las variables que queramos desde un menú, se actualice la modelización de la suspensión automáticamente.

Esta posibilidad de trabajo facilita la obtención de resultados más rápidos con lo que se pueden simular más configuraciones en menos tiempo.

Ahora que ya sabemos que son las variables de diseño y para qué son útiles, el siguiente paso es averiguar que valores del modelo de la suspensión hay que parametrizar y cuáles no. En otras palabras, habrá valores que introduciremos nosotros porque los hemos calculado previamente o porque son dato, y existen otros valores que dependen de estos.

En la siguiente tabla se muestran los valores de las variables de la primera aproximación de la suspensión. Posteriormente con los estudios cinemático y dinámico algunos de estas variables cambiarán.

Nombre	Comentarios
AMORTIGUACION	Valor de la constante de amortiguación del eje delantero
AMORTIGUACION_DETRAS	Valor de la constante de los amortiguadores traseros
ANCHO_DE_VIA	Ancho de vía delantero
ANCHO_DE_VIA_ATRAS	Ancho de vía trasero
Ancho_Rueda	Ancho del neumático
Ancho_Triang_Inf	Distancia entre las uniones de las barras del brazo inferior de la suspensión con el chasis
Ancho_Triang_Sup	Distancia entre las uniones de las barras del brazo superior de la suspensión con el chasis
BATALLA	Distancia entre el eje delantero y el trasero
Diametro_Neum	Diámetro del neumático
Distancia_Chasis_Suelo	Distancia mínima entre el suelo y el chasis
Long_AntiToe	Longitud de las barras que impiden el giro de las ruedas traseras alrededor del eje transversal del coche
Long_Bieleta	Longitud de la barra que une la mangueta con la dirección
Longitud_Precarga	Longitud del muelle sometida a precarga
Longitud_Precarga_Atras	Longitud de los muelles traseros sometida a precarga
RIGIDEZ	Valor de la constante "k" de rigidez de los muelles delanteros

RIGIDEZ_DETRAS	Valor de la constante “k” de rigidez de los muelles traseros
X_Balancin	Medida de la barra del balancín que va dirigida transversalmente al coche
X_Balancin_Atras	Medida de la barra del balancín trasero que va dirigida transversalmente al coche
X_Cuerpo_Inferior	Distancia entre el plano medio longitudinal del vehículo y la unión del brazo inferior con el chasis
X_Cuerpo_Sup	Distancia entre el plano medio longitudinal del vehículo y la unión del brazo superior con el chasis
X_Mangueta_Inf	Coordenada x del punto de unión entre la mangueta y el brazo inferior de la suspensión
X_Mangueta_Tirante	Coordenada x del punto de unión entre la mangueta y el brazo tirante
Y_AntiToeln	Posición Y de la barra anti toe del eje trasero sobre el chasis
Y_Balancin	Medida de la barra del balancín que va dirigida verticalmente al coche
Y_Balancin_Atras	Medida de la barra del balancín trasero que va dirigida verticalmente al coche
Y_Bieleta_Cremallera	Posición Y de la unión entre la bieleta y la cremallera

Y_Brazo_Inferior	Distancia entre la parte inferior del chasis y la unión del brazo inferior de la suspensión con este
Y_Brazo_Sup	Distancia entre la parte inferior del chasis y la unión del brazo superior de la suspensión con este
Y_Mangueta_Bieleta	Coordenada y del punto de unión entre la mangueta y la bieleta
Y_Mangueta_Bieleta_Atras	Coordenada y del punto de unión entre la mangueta y la bieleta en el eje trasero
Y_Mangueta_Inf	Coordenada y del punto de unión entre la mangueta y el brazo inferior de la suspensión
Y_Mangueta_Sup	Coordenada y del punto de unión entre la mangueta y el brazo superior de la suspensión
Y_Mangueta_Tirante	Coordenada y del punto de unión entre la mangueta y el brazo tirante
Z_AntiToe	Variación en Z de la barra anti toe respecto a la variable Z_Mangueta_Bieleta
Z_Cremallera	Distancia Z de la cremallera53 respecto a la posición inicial
Z_Mangueta_Bieleta	Coordenada z del punto de unión entre la mangueta y la bieleta
Z_Mangueta_Tirante	Coordenada z del punto de unión entre la mangueta y el brazo tirante

*Tabla 18: Variables de diseño*

En la próxima tabla se incluyen los parámetros que dependen de las variables de la tabla anterior y que se obtienen mediante geometría de cuerpos.

Nombre	Valor
Alfa	$(\text{ASIN}((Y\_Mangueta\_Sup + 60 - Y\_Brazo\_Sup) / \text{Long\_Brazo\_Sup}))$
Alfa_Inf	$(\text{ATAN}(-(Y\_Mangueta\_Inf - 60 + Y\_Brazo\_Inferior) / \text{Long\_Brazo\_Inf}))$
Alfa_Inf_Tras	$(\text{ATAN}(-(Y\_Mangueta\_Inf - 60 + Y\_Brazo\_Inferior) / \text{Long\_brazo\_inf\_tras}))$
Alfa_Tras	$(\text{ASIN}((Y\_Mangueta\_Sup + 60 - Y\_Brazo\_Sup) / \text{Long\_Brazo\_Sup\_tras}))$
Beta	$(\text{ATAN}(2 * \text{Long\_Brazo\_Sup} / \text{Ancho\_Triang\_Sup}))$
Beta_Inf	$(\text{ATAN}(2 * \text{Long\_Brazo\_Inf} / \text{Ancho\_Triang\_Inf}))$
Beta_Inf_Tras	$(\text{ATAN}(2 * \text{Long\_brazo\_inf\_tras} / \text{Ancho\_Triang\_Inf}))$
Beta_Tras	$(\text{ATAN}(2 * \text{Long\_Brazo\_Sup\_tras} / \text{Ancho\_Triang\_Sup}))$
Long_Brazo_Inf	$(\text{ANCHO\_DE\_VIA} / 2 - 60 - X\_Cuerpo\_Inferior)$
Long_brazo_inf_tras	$(\text{ANCHO\_DE\_VIA\_ATRAS} / 2 - 60 - X\_Cuerpo\_Inferior)$
Long_Brazo_Sup	$(\text{ANCHO\_DE\_VIA} / 2 - 60 - X\_Cuerpo\_Sup)$
Long_Brazo_Sup_tras	$(\text{ANCHO\_DE\_VIA\_ATRAS} / 2 - 60 - X\_Cuerpo\_Sup)$
Long_Cremallera	$(\text{ANCHO\_DE\_VIA} - 100 - 2 * \text{Long\_Bieleta})$
Long_Tirante	$((Y\_Brazo\_Sup + Y\_Balancin - Y\_Mangueta\_Tirante) / \text{SIN}(\text{ATAN}((Y\_Brazo\_Sup + Y\_Balancin - Y\_Mangueta\_Tirante) / (\text{Long\_Brazo\_Sup} + \text{.HASTALASNARICES.X\_Mangueta} - X\_Mangueta\_Tirante))))$
Long_Tirante_Tras	$((Y\_Brazo\_Sup + Y\_Balancin - Y\_Mangueta\_Tirante) / \text{SIN}(\text{ATAN}((Y\_Brazo\_Sup + Y\_Balancin - Y\_Mangueta\_Tirante) / (\text{Long\_Brazo\_Sup\_tras} + X\_Mangueta\_Tras - X\_Mangueta\_Tirante))))$
X_Mangueta	$(\text{ANCHO\_DE\_VIA} / 2 - X\_Cuerpo\_Sup - \text{Long\_Brazo\_Sup} * \text{COS}(\text{Alfa}))$
X_Mangueta_Bieleta	$(\text{ANCHO\_DE\_VIA} / 2 - \text{Long\_Cremallera} / 2 - \text{Long\_Bieleta})$
X_Mangueta_Tras	$(\text{ANCHO\_DE\_VIA\_ATRAS} / 2 - X\_Cuerpo\_Sup - \text{Long\_Brazo\_Sup\_tras} * \text{COS}(\text{Alfa\_Tras}))$

Tabla 19

Las siguientes imágenes muestran las cotas de algunas de las variables para complementar los comentarios de la tabla y ayudar a ver que significa cada variable.

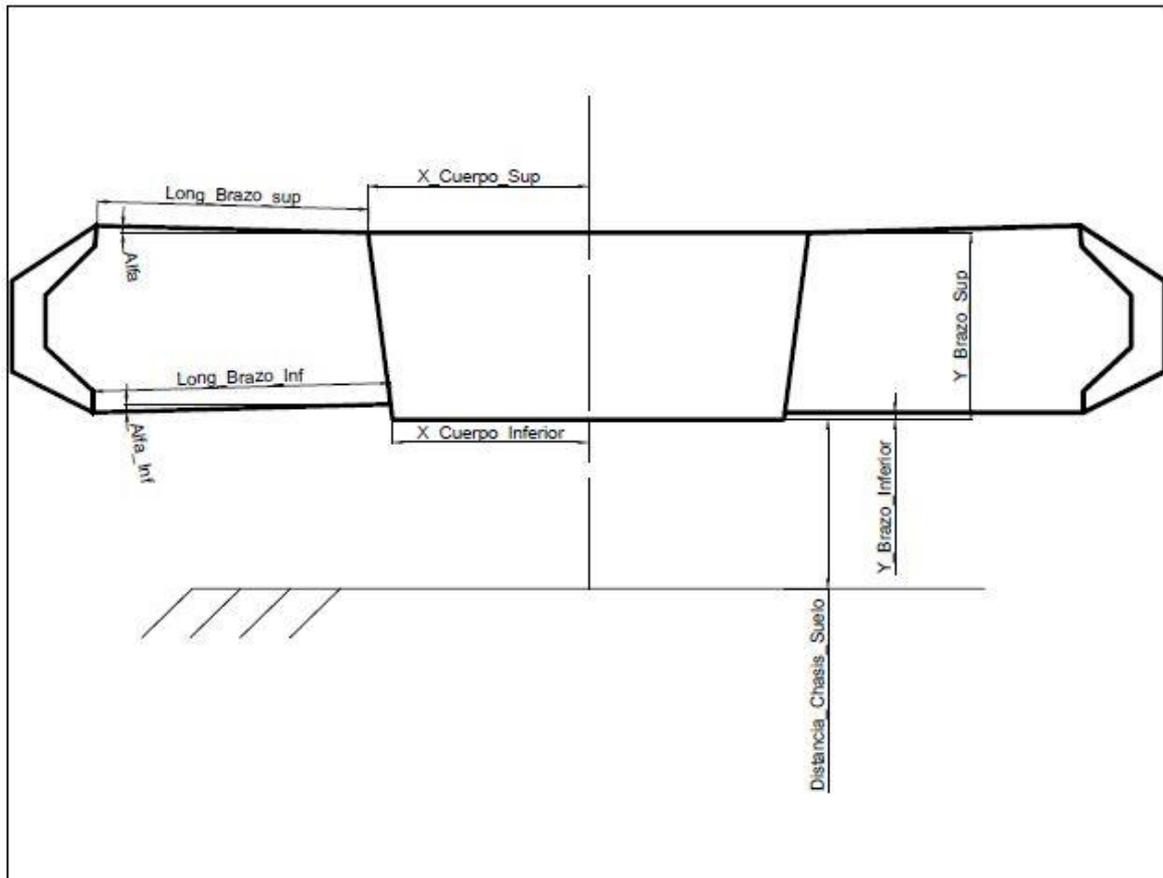


Figura 2.24: Cotas del plano frontal del modelo

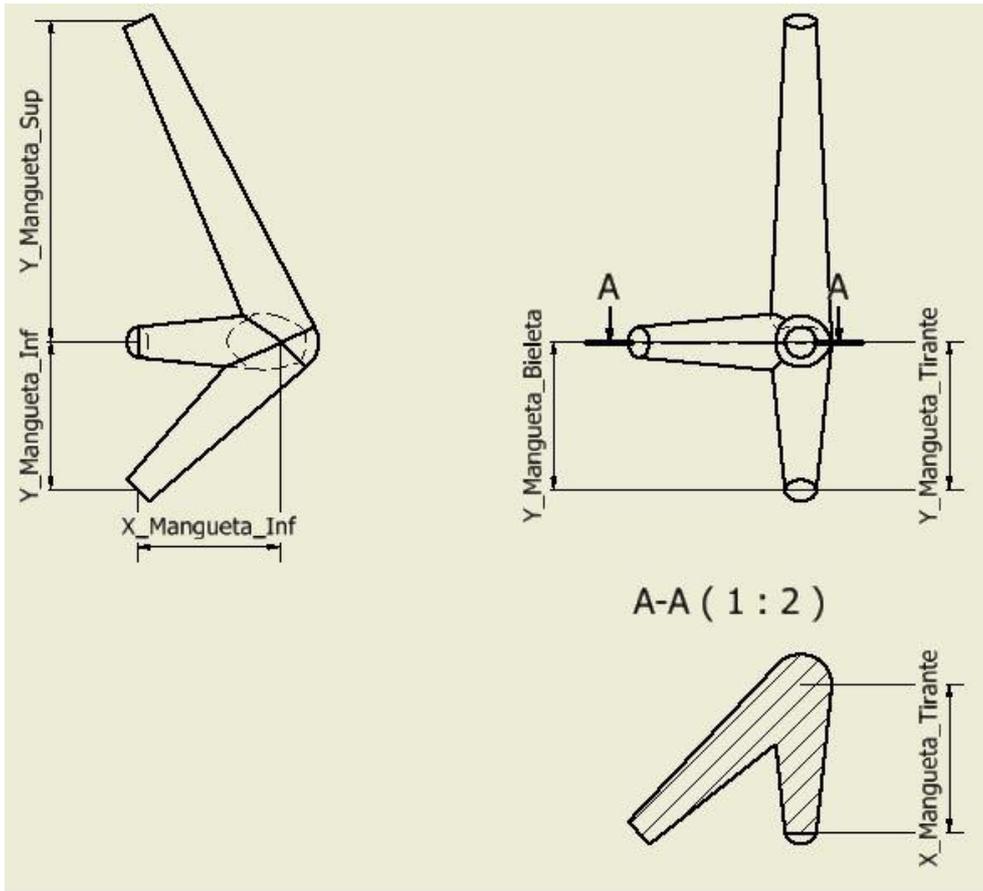


Figura 2.25: Plano mangueta con cotas de las variables de diseño

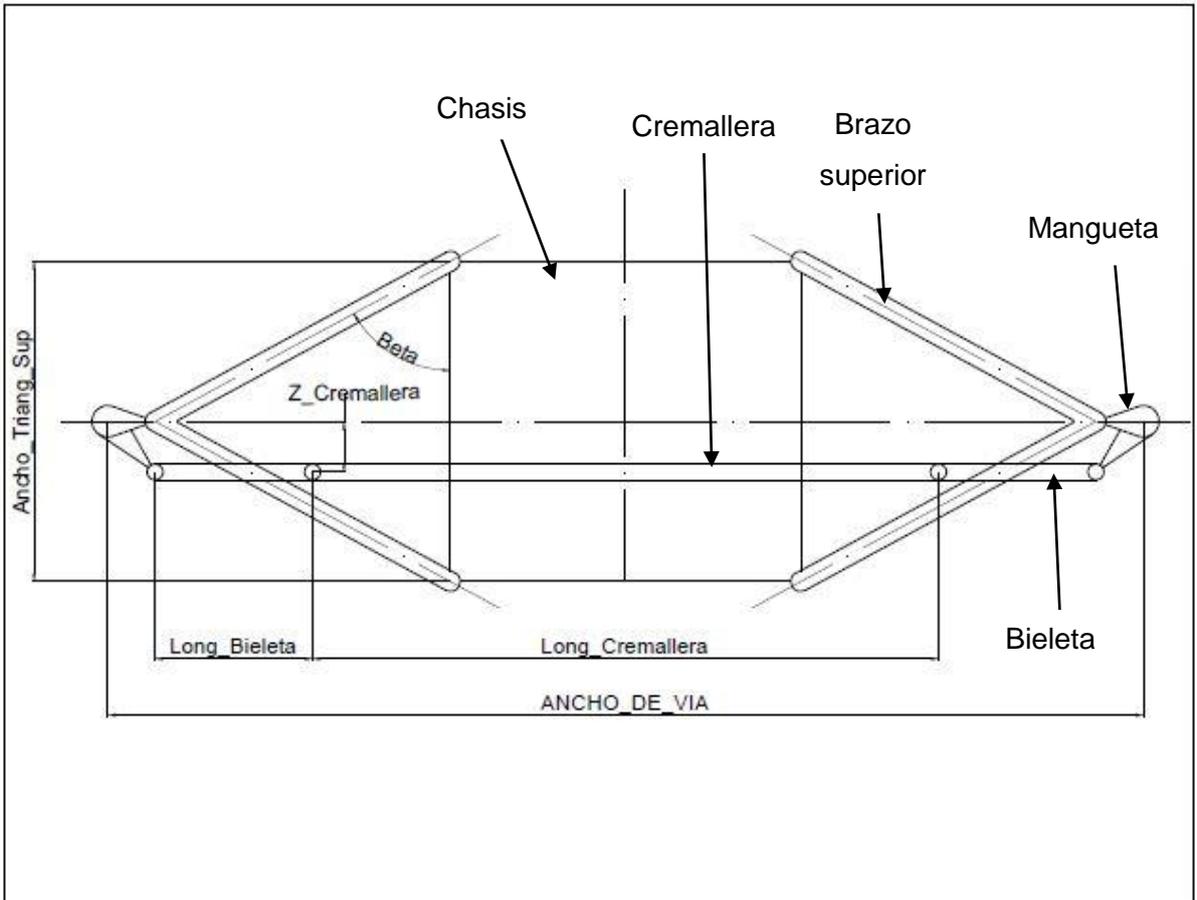


Figura 2.26: Variables de diseño vista en planta

Respecto a la modificación de las variables de diseño, existen dos formas de hacerlo a través de Adams/View:

- Buscador de modelo (Model Browse)
- Editor de variables (Table Editor)

El buscador de modelos se encuentra a la izquierda de la interfaz y en él se pueden modificar todos los cuerpos, uniones, variables y elementos creados. La modificación de las variables de diseño se realiza pulsando click derecho sobre la variable a cambiar.

Esta manera de editar variables es más rápida si queremos modificar una única variable. Para editar más de un parámetro a la vez el mejor método es usando el *editor de variables* porque utilizando el buscador de modelo solo se pueden editar individualmente.

El editor de variables está incluido en la ventana *Tools* de Adams/View. Dentro del *Table Editor* buscamos en la parte inferior la pestaña llamada *Variables* y aquí se encuentran todas las variables de diseño creadas y con la posibilidad de modificarlas.

En este editor de variables no solo se encuentran los parámetros creados personalmente, también se recogen los creados por el programa como la amortiguación, rigidez y longitud de cada amortiguador.

## 1.4. DESIGN OF EXPERIMENTS

La herramienta Design of Experiments permite simular un número determinado de análisis de un modelo paramétrico.

Se especifican que variables de diseño pueden ser modificadas durante el análisis, y se fija uno o varios objetivos de una función que son evaluados en cada análisis realizado.

La combinación de valores de las variables de diseño usados por el algoritmo del DOE se toma de una tabla, como la siguiente (ej. De un análisis con tres variables y cuatro simulaciones):

-1	-1	0
-1	+1	0
-1	0	+1
0	0	+1

*Tabla 20*

Los valores de la tabla son usados como índices dentro de la lista de valores permitidos, donde 0 quiere decir que referencia al valor central (si lo hay).

Las tablas usadas por Adams/View en el algoritmo del DOE pueden venir de tres lugares:

- 1) Un archivo ya existente (posiblemente creado por un programa externo).
- 2) Se pueden introducir en la línea de comandos por el usuario.
- 3) Pueden ser generados automáticamente por Adams/View.

En la figura 2.29 se muestra la ventana de creación del DEO.

El uso y fin del design of experiments se entenderá mejor cuando se utilice para calcular las tie-rod en el apartado 2.5. **ÁNGULO DE CONVERGENCIA. TOE-IN.**

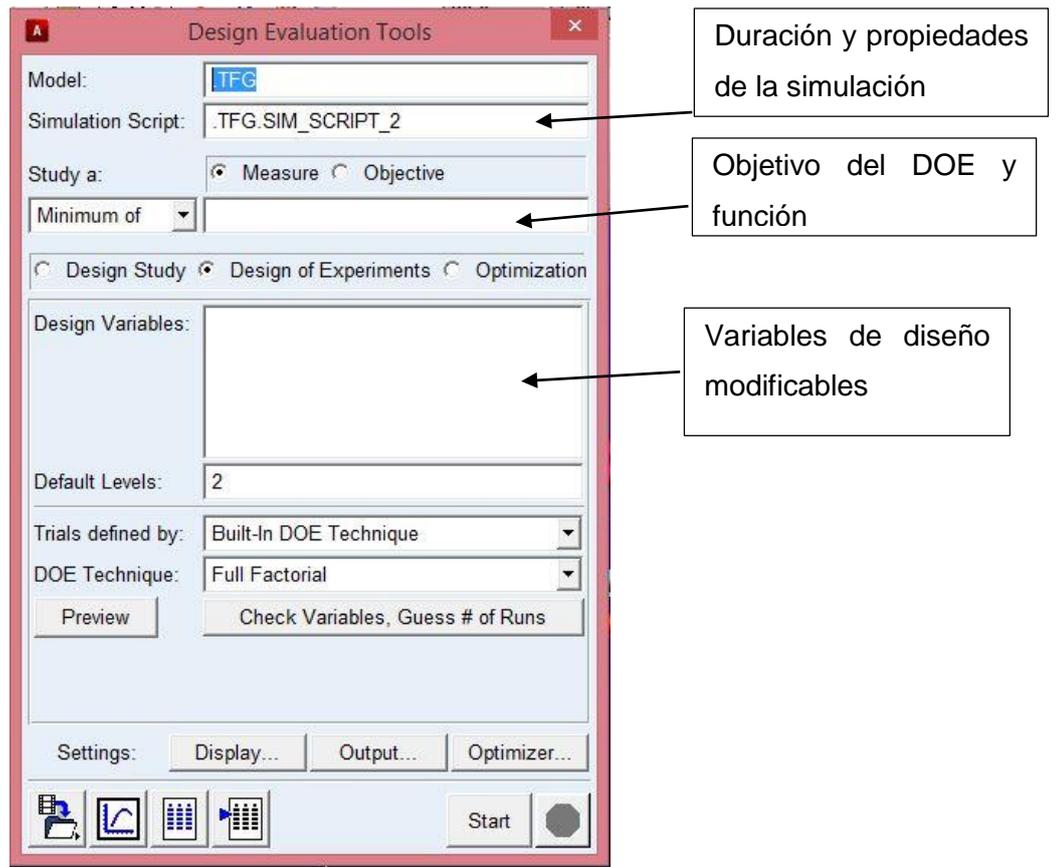


Figura 2.27: Ventana de creación del Design of Experiments

## 1.5. SIMULACIONES

En este apartado se explicarán las distintas simulaciones realizadas sobre el modelo de cálculo construido con la ayuda del software MSC Adams. Estas simulaciones son la herramienta a través de la cual obtenemos una aproximación del comportamiento del coche antes los diversos eventos que se producen en la competición del formula Student.

Hay que realizar una simulación para cada parámetro que queremos calcular y por cada evento que queramos analizar el comportamiento del coche. Se realizarán simulaciones tanto cinemáticas como dinámicas.

### 1.5.1. Simulación estática

A continuación se explica cada simulación realizada con el coche en posición estática. Mediante las simulaciones estáticas se calcularán las variaciones cinemáticas de los ángulos que afectan a las ruedas, la posición inicial del coche y así como las propiedades dinámicas, tanto la rigidez como la amortiguación del sistema de suspensión.

Las simulaciones se realizarán mediante la aplicación de un "MOTION" a una "JOINT" del modelo o mediante la aplicación de una fuerza externa al modelo.

La simulación cinemática de las ruedas se realiza insertando un movimiento a las uniones entre los brazos superiores de la suspensión y el chasis del coche. Al mismo tiempo fijamos el chasis al suelo de manera que este no rebote, y haciendo que el único movimiento durante la simulación sea el del brazo de la suspensión. También hay que fijar el movimiento traslacional del conjunto piñón-cremallera.

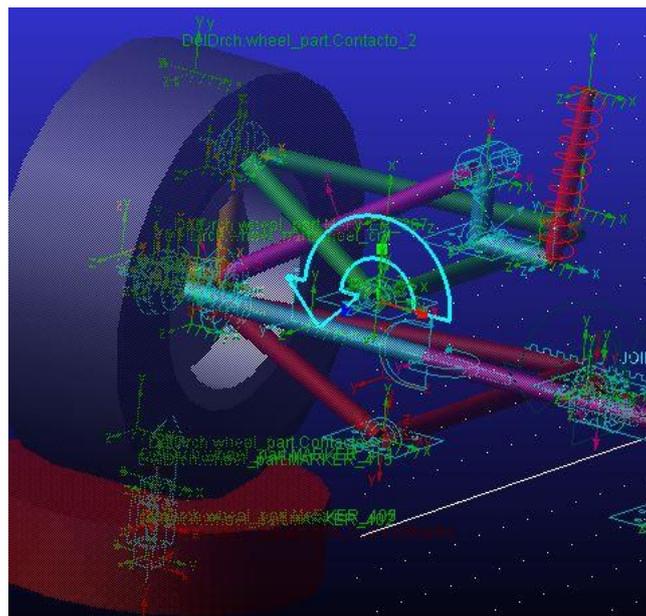


Figura 2.28: Motion aplicado a la joint que une el brazo superior con el chasis para realizar la simulación estática

El objetivo con esta simulación es obtener los valores de los diferentes ángulos característicos de las ruedas en función del tiempo o del rebote de la rueda. Para conseguir esto, la función que describe el movimiento de la rueda es senoidal, de manera que partiendo de una posición neutra, haga un movimiento de extensión seguido de uno de compresión. También con la función hay que controlar la velocidad del movimiento y el recorrido (en grados, por ser un movimiento rotacional).

$$f(\text{time}) = 13.0d * \sin(\text{time})$$

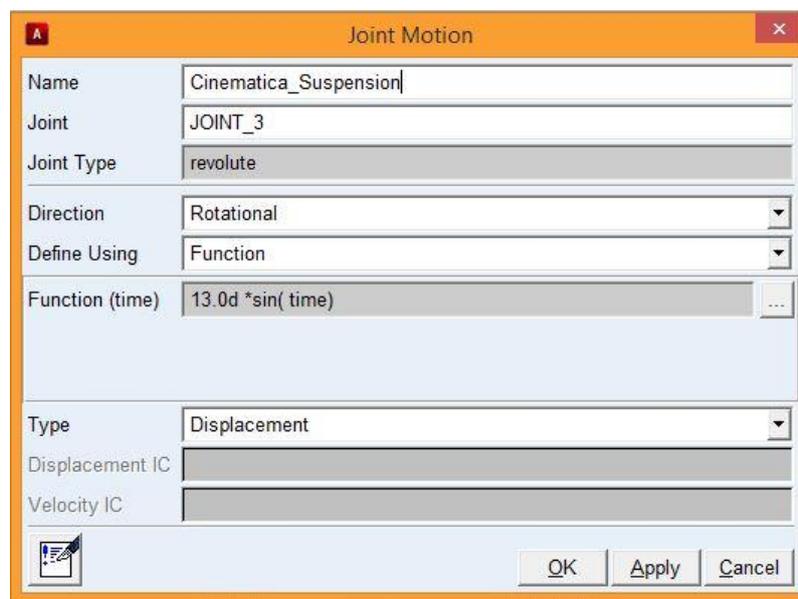


Figura 2.29: Ventana propiedades del motion

La figura anterior es la ventana de propiedades del movimiento creado. En ella se indica el nombre del “motion”, la “joint” en la que se aplica, el tipo de “joint”, si es lineal o rotacional, el valor de la función y si es una función de desplazamiento, de velocidad o de aceleración.

Antes de explicar la siguiente simulación hay que explicar cómo se ha creado la “road” (carretera) que utiliza el software MSC Adams para realizar las simulaciones.

La road se ha creado cuando se ha insertado la primera rueda en el modelo. Repasando el apartado [4.7. SOFTWARE MULTICUERPO. MSC ADAMS / Adams Tire. Modelización del neumático](#), tenemos que en el paso 3 se dice: “Insertar un archivo de carretera existente. Al igual que con los perfiles de neumáticos, se pueden encontrar en la librería de Adams distintos perfiles de carreteras”. La librería de Adams es la mostrada en la siguiente figura:

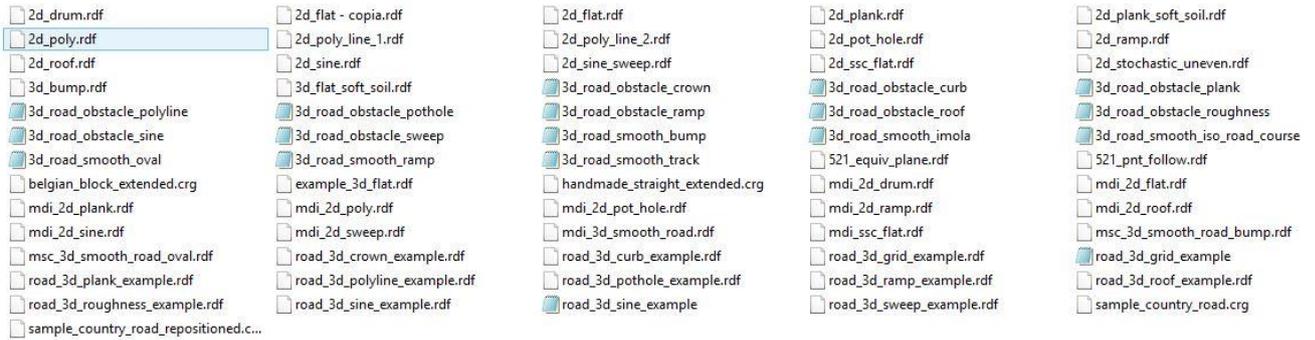


Figura 2.30: archivos de perfiles de “road” que se pueden utilizar en Adams

Como vemos hay varias decenas de perfiles de carreteras, para nuestras simulaciones estáticas y de eventos (aceleración, skid-pad) escogemos un perfil de carretera liso: C:/MSC.Software/Adams\_x64/2012/solver/atire/roads.tbl/2d\_flat.rdf

En la ventana de creación de la carretera hay que indicar:

- Nombre.
- Parte o cuerpo del modelo al que se unirá.
- Archivo de propiedades.
- Si la queremos visualizar.
- Localización y orientación mediante ángulos de Euler o vectores de dirección.

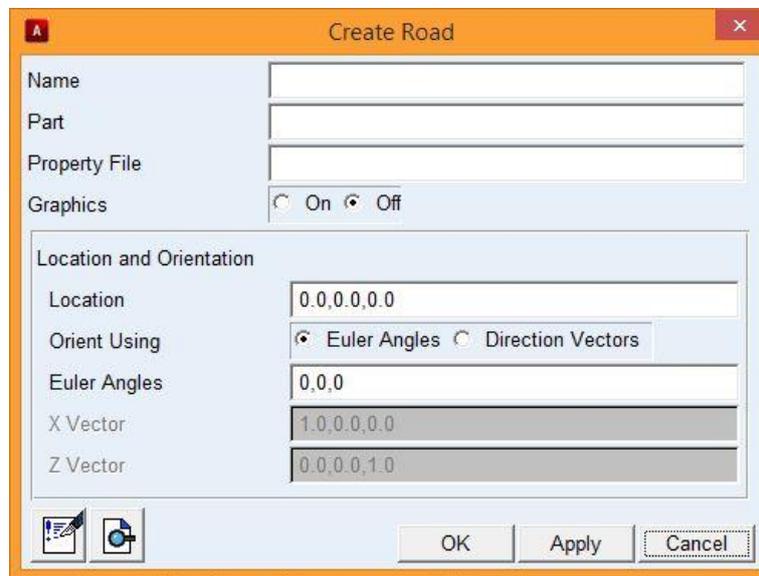


Figura 2.31: Ventana de creación de la carretera

Adams trata a las “road” como cuerpos sin masa ni dimensiones, los trata con forma de “shell”. Siendo la principal propiedad de los “Shell” ser geometrías sin masa.

Y con estos datos ya quedaría definida la carretera del modelo con el que MSC Adams realiza las simulaciones.

Para obtener las curvas que relacionan las fuerzas que aparecen durante la compresión y extensión de las ruedas, se ha añadido al modelo unos cilindros, y a estos se ha fijado un archivo de "road".

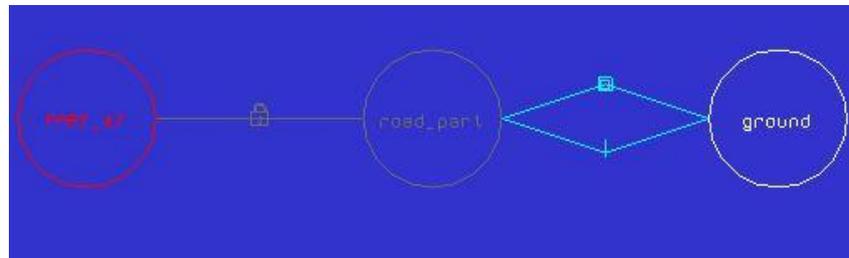


Figura 2.32: Topología gráfica de la carretera

Como vemos en la figura anterior, en la que se muestra la relación topológica de manera gráfica, se ha restringido al cilindro con una unión cilíndrica, y se le ha dado un motion que se explicará a continuación.

Con el primer motion explicado, no se puede calcular la curva que relaciona las fuerzas existentes en la ruedas con el movimiento de compresión y extensión de estas porque las ruedas no entran en contacto con ninguna carretera. Las fuerzas de las ruedas que queremos calcular aparecen con el contacto de estas con la carretera. La solución optada para lograr que las ruedas realicen el movimiento de extensión y compresión, y entren en contacto al mismo tiempo con la carretera, es la de dar un movimiento de vaivén al cilindro unido a la carretera.

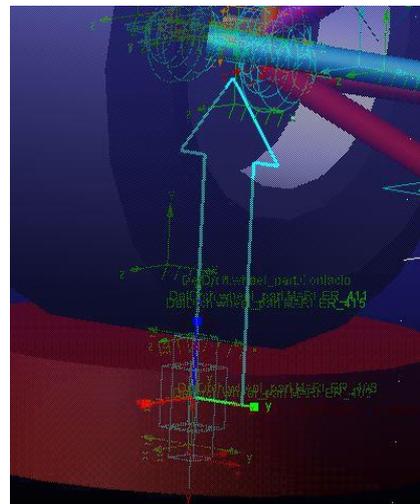


Figura 2.33: Motion traslacional aplicado para la obtención de la relación de la variación del ancho de vía y las fuerzas laterales

La función que caracteriza el movimiento requerido se muestra a continuación y las propiedades de este motion se muestran en la siguiente figura:

$$f(\text{time}) = \text{step}(\text{time}, 0, 0, 0.5, 150 * \sin(0.25 * \text{time}))$$

Esta función representa una curva de tipo escalón la cual tiene un valor inicial de 0 desde el inicio hasta el segundo 0.5, y a partir de aquí la función tiene un valor de  $150 * \sin(0.25 * \text{time})$ . Este valor senoidal permite realizar al cilindro el movimiento oscilatorio requerido con una amplitud de 150mm de carrera y una velocidad de  $0.25 * \text{time}$ .

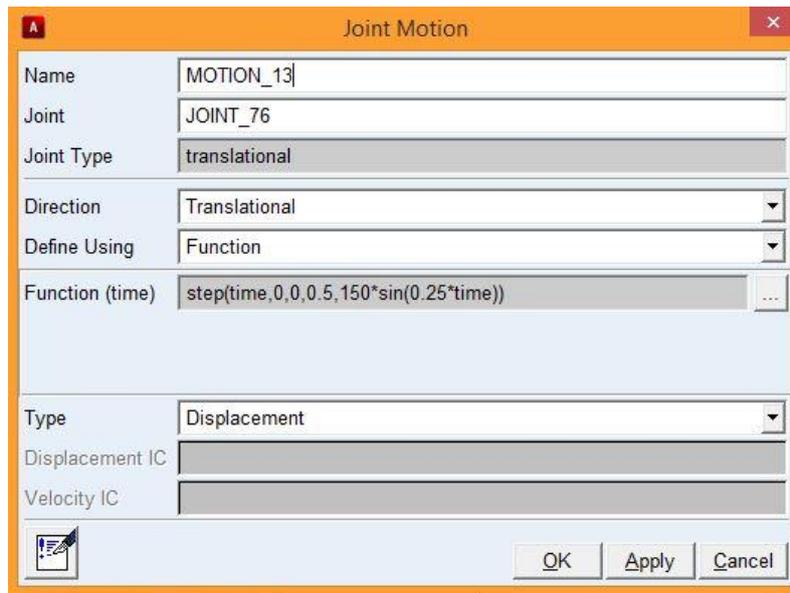
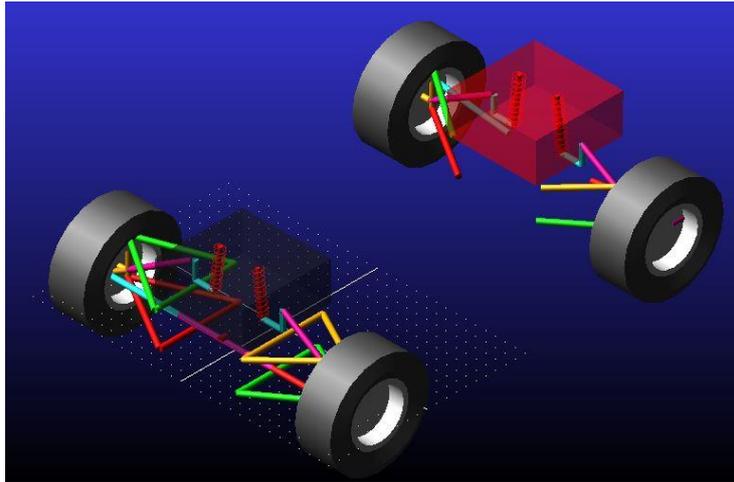


Figura 2.34: Valor de la función del motion traslacional

Por último, se realiza una simulación estática para calcular los parámetros de los amortiguadores (amortiguación) y de los muelles (rigidez).

Esta simulación se caracteriza porque el chasis se ha dividido en dos de manera que cada par de amortiguadores y muelles soporte la mitad del peso del coche. Así calculamos cada eje por separado y obtendremos valores de los parámetros que caracterizan el comportamiento de la suspensión sin que se vean influenciados por el otro eje.



*Figura 2.35: Imagen del modelo empleado para el cálculo de la rigidez y amortiguación*

La masa total del modelo se ha supuesto como la suma de la masa del coche (300 kg) más la masa del piloto (77kg) que es la que dice la norma de la FSAE, en total 377 kg. El equipo de la Universidad de Cantabria supuso un reparto de masa para cada eje de 50/50, es decir, el 50% de la masa total del coche la soporta el eje delantero y el 50% restante la soporta el eje trasero. Luego nos queda que cada chasis individual utilizado en esta simulación tiene una masa de **188.5 kg**.

Aunque el centro de gravedad del chasis individual tiene una posición respecto a nuestro origen de coordenadas de (0,197.5,-348.3), el equipo supuso que con la instalación de todos los componentes del coche se obtendría un centro de gravedad centrado en el chasis. En nuestro modelo esta posición sería (0,197.5,-557.5). El centro de gravedad para cada chasis de la simulación también estará centrado en cada uno.

Esta simulación es utilizada para el cálculo de la constante de rigidez de los muelles. Para ello se introduce una amortiguación nula y se deja oscilar el modelo verticalmente obteniendo gráficamente el periodo de oscilación de cada chasis.

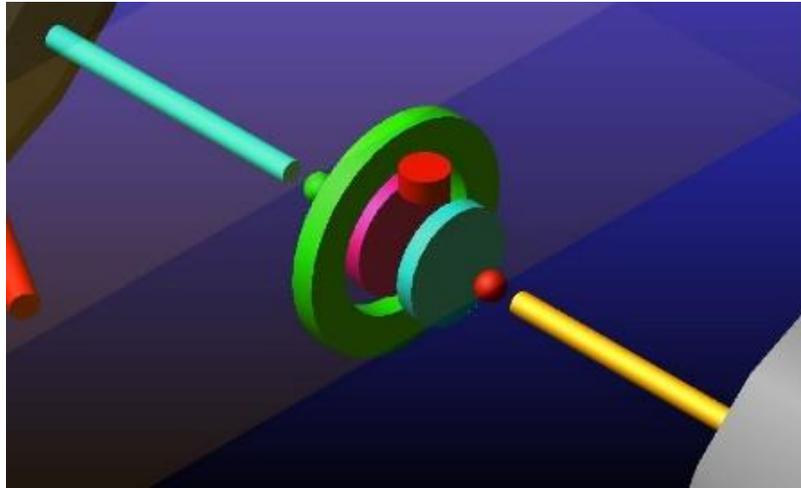
El movimiento vertical de cada chasis se consigue restringiendo el centro de gravedad de estos con el ground a través de una joint tipo prismática. Para esta simulación no es necesario aplicar ninguna motion o fuerza externa ya que se deja oscilar libremente el modelo.

### **1.5.2. Simulación evento aceleración**

Con esta simulación analizaremos el comportamiento y las características del coche durante el evento de aceleración. Se estudiarán principalmente los ángulos principales de las ruedas, con lo que se podrá analizar el desgaste de los neumáticos y el control direccional.

Para este caso el chasis se mantendrá liberado del "ground" y se dará un desplazamiento nulo a la joint que una la cremallera con el piñón para fijar la dirección.

Para simular el movimiento de avance del coche lo que se ha hecho ha sido crear un diferencial trasero de manera que este modelo se pueda reutilizar en el evento del skid-pad. El diferencial está formado por un piñón, una corona, un satélite y dos engranajes de salida.



*Figura 2.36: Modelización del diferencial*

Además para transmitir el movimiento desde los engranajes de salida del diferencial hasta las ruedas se han modelado los palieres y dos juntas homocinéticas intermedias. En nuestro modelo no se construirá el piñón que transmite el movimiento desde la salida de la caja de transmisión a la corona del diferencial porque en la simulación se puede aplicar directamente el par motor en la corona.

Las dimensiones de los engranajes no serán objeto de estudio porque lo importante durante la simulación será la velocidad lineal del coche, y esta no será controlada a través de las dimensiones de los engranajes que componen el diferencial, estará controlada por la restricción creada para transmitir el movimiento desde los engranajes de salida hasta las ruedas y la velocidad también estará controlada por la función que crearemos y que.

Para simular el par motor se crea una fuerza “Torque” que se fija en la joint que une la corona del diferencial con el chasis y este se transmite a través del satélite a los engranajes laterales. Físicamente los diferenciales llevan montados como mínimo dos satélites, pero en Adams se representa cinemáticamente con solo uno.

En la siguiente tabla se anotan los diferentes joints que forman el conjunto del diferencial del coche y a través del cual se transmitirá el par necesario a cada rueda independientemente. Si no se crease este diferencial y se diese directamente una velocidad angular a las ruedas que proporcionase la velocidad y aceleración requerida al coche para simular el evento de

aceleración, las ruedas girarían forzosamente a la misma velocidad produciéndose deslizamientos en los neumáticos y obteniendo un análisis poco realista de la simulación.

ID	Restricción	G.d.l Restringidos	Cuerpo 1	Cuerpo 2
1	Rotacional	5	Corona	Chasis
2	Rotacional	5	Satélite	Corona
3	Rotacional	5	Salida	Corona
4	Rotacional	5	Salida_2	Corona
5	Gear	4	Restricción 2	Restricción 3
6	Gear	4	Restricción 2	Restricción 4
7	Prismática	5	Salida	Junta_Homocinetica_i
8	Prismática	5	Salida_2	Junta_Homocinetica
9	Velocidad Constante	2	Junta_Homocinetica	Palier_Drch
10	Velocidad Constante	2	Junta_Homocinetica_i	Palier_Izq
11	Velocidad Constante	2	Palier_Drch	TrasDrch.wheel_part
12	Velocidad Constante	2	Palier_Izq	TrasIzq.wheel_part

Tabla 21

La restricción “gear” en Adams es un par de engranajes que relacionan el movimiento de tres cuerpos y dos uniones. Las tres partes son los dos cuerpos que representan las ruedas dentadas y una tercera parte llamada por Adams “carrier” (portador en español), por la cual las dos ruedas dentadas están unidas a través de las dos restricciones. En nuestro caso el “carrier” es el chasis, al cual están unidos las ruedas dentadas mediante las restricciones rotacionales. Las uniones solo pueden ser traslacionales, rotacionales o cilíndricas. Y

diferentes combinaciones de restricciones y orientaciones permiten modelar engranajes rectos, helicoidales, planetarios y cremallera entre otros.

La unión “gear” utiliza la localización de un marker común de velocidad para definir el punto de contacto entre las dos circunferencias primitivas de los engranajes. La dirección del eje “z” del marker común de velocidad señala la dirección de velocidad de los puntos pertenecientes a los dientes de los engranajes en contacto. Esta también es la dirección en la que actúa la fuerza de los dientes. La localización del marker común de velocidad es constante respecto al “carrier”.

Por ejemplo, en el caso de la restricción número 5 de la tabla anterior, se ha creado una restricción de engranaje entre el satélite y un engranaje de salida a través de las dos uniones rotacionales de estos con la corona y de un marker creado en la corona, que representa el marker común de velocidad y que indica la dirección de la fuerza que actúa entre los dientes de los engranajes.

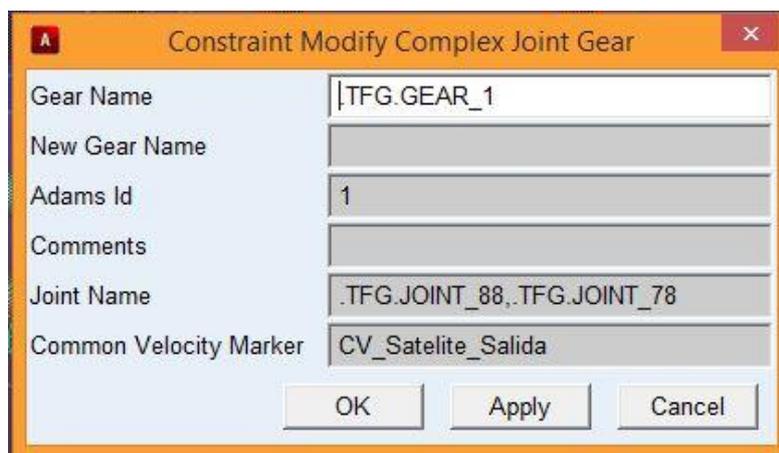


Figura 2.37: Ventana de creación de un par de engranajes

La joint de tipo velocidad constante es una unión que restringe dos grados de libertad y la empleamos para simular la transmisión del giro desde los engranajes de salida hasta las ruedas como si se tratasen de juntas homocinéticas.

El valor de la función que define el par motor que se fija a la joint que une la corona del diferencial con el chasis es:

$$f(\text{time}) = \text{step}(\text{time}, 3, 0, 10, 300000)$$

Y gráficamente:

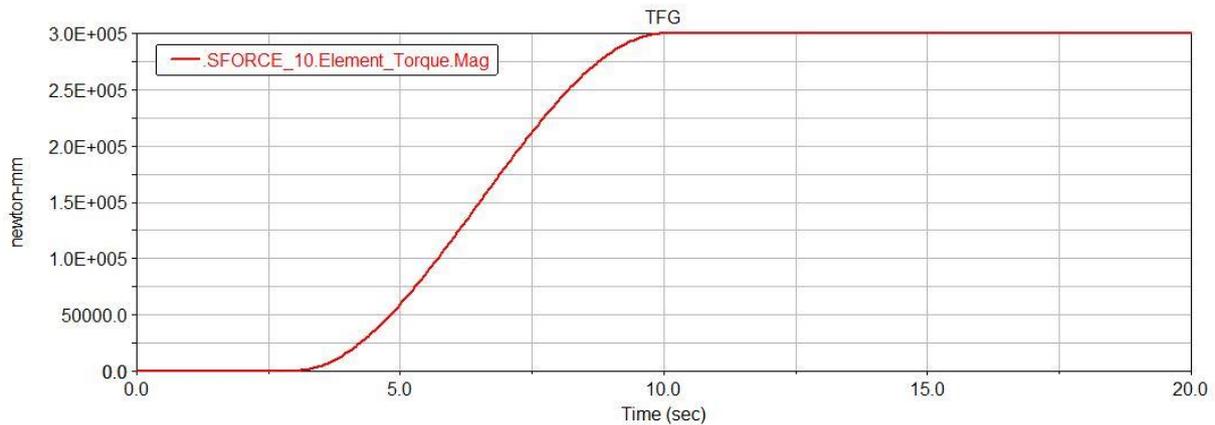


Figura 2.38: Curva del torque durante la prueba de aceleración

El par motor dado en la simulación del evento de aceleración comienza a incrementar en el segundo 3, y alcanza 300 N·m a los 10 segundos de simulación.

Este par motor hace que el coche tenga una velocidad y una aceleración representada en la siguiente figura:

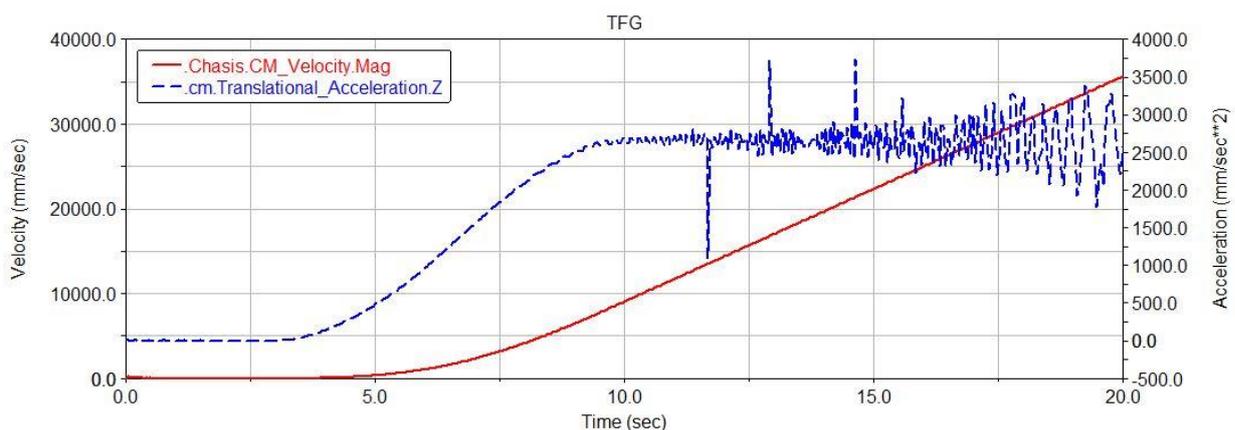


Figura 2.39: Curva de la velocidad lineal y de la aceleración lineal durante el evento de aceleración

En la figura, la curva roja representa la velocidad del centro de gravedad del coche durante el evento de aceleración en mm/segundo. La curva azul es la aceleración del centro de gravedad medido en mm/seg<sup>2</sup>.

La velocidad del coche crece de manera lineal y una manera de evaluarlo es conociendo la aceleración de 0 a 100 km/h expresado en el tiempo que tarda en alcanzarlo. En este caso en nuestra simulación el coche tarda 13.75 segundos aproximadamente en acelerar de 0 a 100 km/h.

La curva de aceleración sufre incremento durante los 7 segundos que el par motor pasa de 0 a 300 N·m alcanzando un valor constante medio de 2700 mm/seg<sup>2</sup>.

Estos tiempos se pueden convertir en distancia para saber qué valor tienen la velocidad y la aceleración en cada posición del coche. Dos posibles maneras de hacer esto son: conociendo

la curva de desplazamiento del coche o representando la velocidad y aceleración del coche en función de la distancia recorrida:

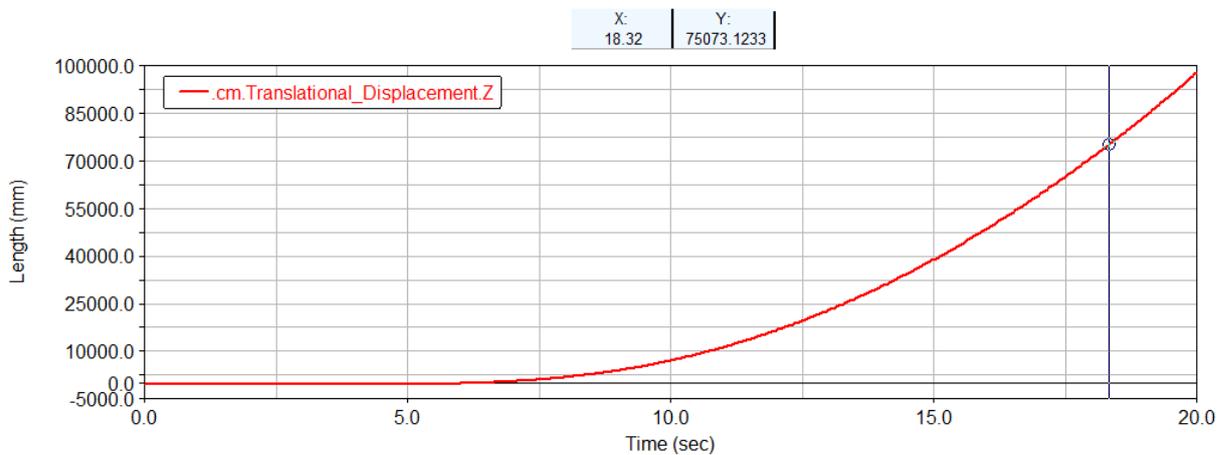


Figura 2.40: Distancia recorrida por el vehículo durante el evento de aceleración

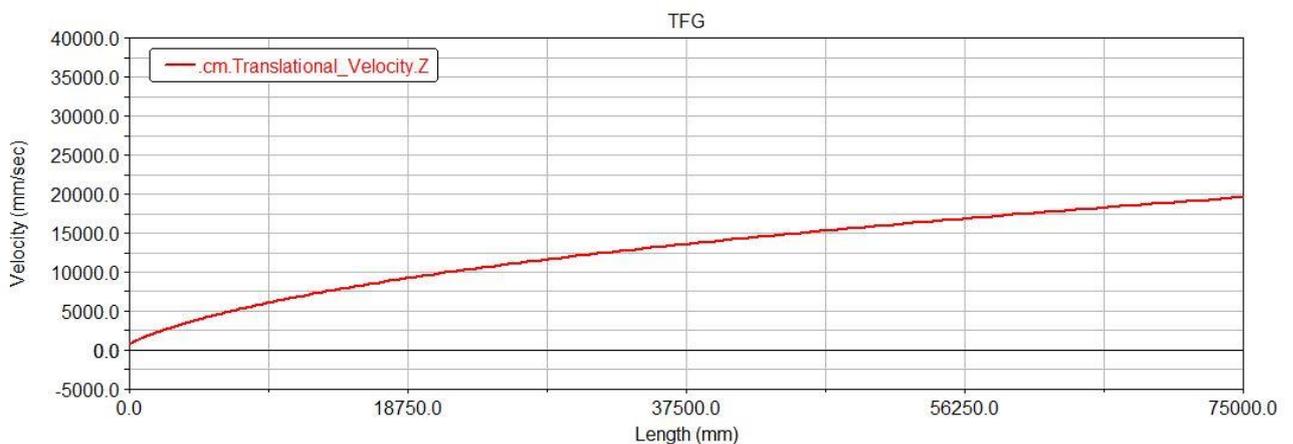


Figura 2.41: Curva que relaciona la velocidad lineal y la distancia recorrida

En la primera de las dos figuras se ha representado la variación de la posición del centro de gravedad del coche respecto del tiempo. De esta gráfica podemos obtener que el coche alcanza la posición final del evento (75 metros) aproximadamente en 13.96 segundos.

En la segunda de las figuras se ha graficado la variación de la velocidad del centro de gravedad del coche con respecto a la posición de este.

La curva de velocidad se aproxima a una línea recta y a los 75 metros el coche alcanza una velocidad lineal de aproximadamente 70.2 km/h.

Resumiendo esta simulación, con la función del par motor aplicado en la corona del diferencial modelado, se ha conseguido simular los 75 metros del evento de aceleración pudiendo hacerse a partir de aquí todos los análisis y estudios del coche necesarios para describir su comportamiento en pista y poder anticiparse a ello.

### 1.5.3. Simulación frenado máximo

Aunque en la competición no haya un evento de frenado o deceleración máxima, se va a proceder a realizar la simulación de una frenada máxima del coche. La prueba se divide en tres etapas: reposo, aceleración y deceleración. La primera como llegará hasta los 3 segundos y consiste en dejar el coche en una posición de reposo. En la segunda parte se aplicará un par motor durante 9 segundos para posteriormente llegar a la tercera parte la cual consiste en aplicar una fuerza de frenado a la vez que se deja de aplicar el par motor.

Para poder realizar esta secuencia de operaciones, hay que recurrir a las simulaciones "script". Este tipo de simulaciones se caracterizan en que nos permite introducir una serie de comandos para realizar los eventos que nosotros queremos.

```
! Insert ACF commands here:  
  
DEACTIVATE/SFORCE, ID=11  
DEACTIVATE/SFORCE, ID=12  
DEACTIVATE/SFORCE, ID=13  
DEACTIVATE/SFORCE, ID=14  
SIMULATE/DYNAMIC, END=12.0, STEPS=250  
DEACTIVATE/SFORCE, ID=10  
ACTIVATE/SFORCE, ID=11  
ACTIVATE/SFORCE, ID=12  
ACTIVATE/SFORCE, ID=13  
ACTIVATE/SFORCE, ID=14  
SIMULATE/DYNAMIC, END=14.0, STEPS=250
```

Figura 2.42: Simulación de tipo "script" empleada en la simulación de frenado máximo

Al comenzar la simulación se desactivan las fuerzas con ID: 11, 12, 13 y 14. A continuación se realiza una simulación hasta el segundo 12 en 250 pasos. Cuando se llega a este instante se desactiva la fuerza con ID 10 y se activan desde la 11 hasta la 14. Esta situación se mantiene hasta el segundo 14, momento en el que termina la simulación.

Las fuerzas con ID desde la 11 hasta la 14 corresponden con la fuerza de frenado. Esta fuerza se ha simulado como constante sobre el centro de cada rueda con un valor constante de 1750 N en cada una (7000 N de frenado en total).

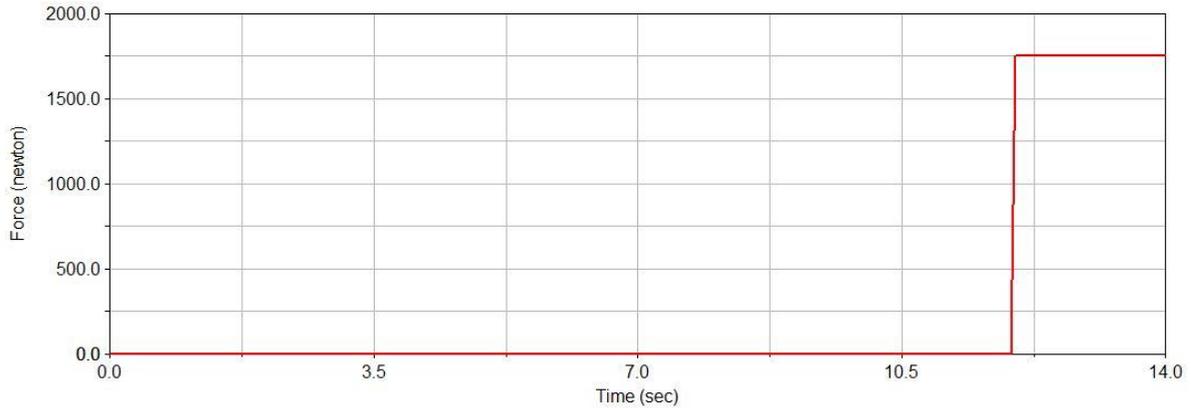


Figura 2.43: Curva que representa la fuerza de frenado en cada rueda

La fuerza con ID 10, se corresponde con el par motor aplicado de valor:  $f(t) = \text{step}(\text{time}, 3, 0, 3.5, 330000)$ .

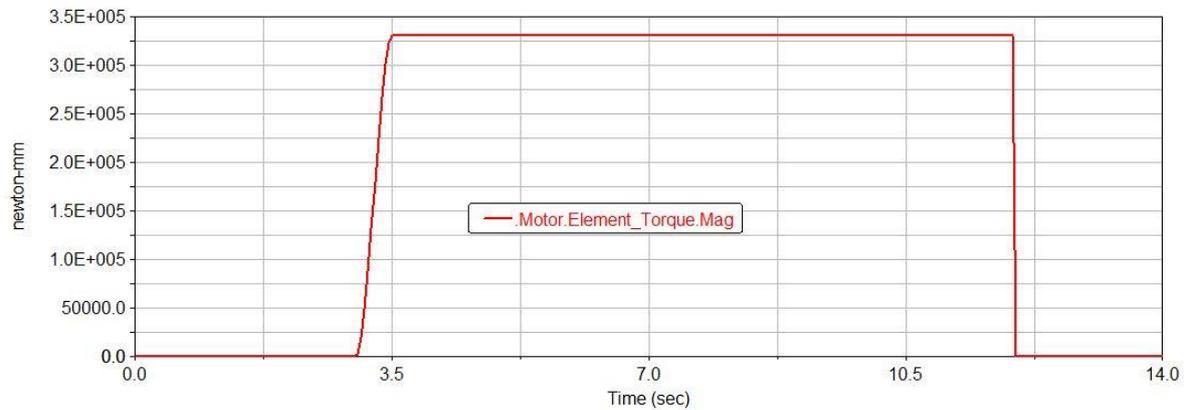


Figura 2.44: Par motor en función del tiempo de simulación

Con estos parámetros se ha conseguido una simulación con unos valores de velocidad mostrados en la siguiente figura:

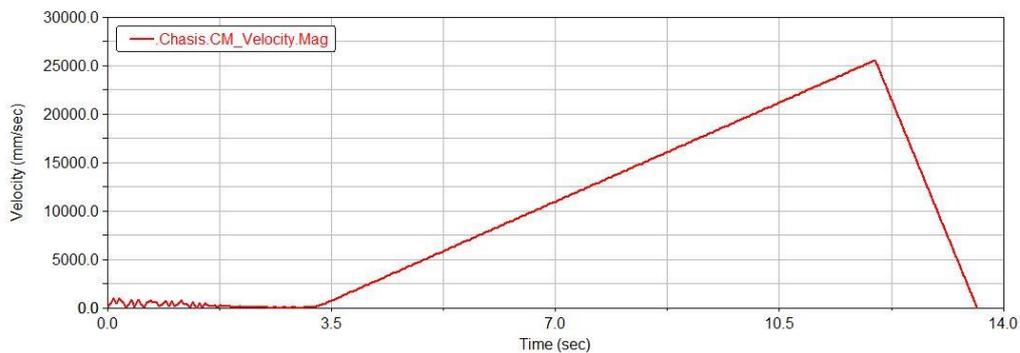


Figura 2.45: Velocidad del coche durante la prueba de frenado máxima

Hasta el segundo tres el coche se mantiene estable en una posición inicial, momento en el que comienza a acelerar hasta el segundo doce, alcanzando una velocidad máxima de 25.559

m/s (92.01 km/h). A partir de este instante el par motor se desactiva aplicándose el freno en cada rueda simultáneamente parando el coche en 1.592 segundos.

Estos valores se pueden comprobar como reales comparándolo con el anexo [1. DATOS PRUEBA FRENADO MÁXIMO](#). Los datos que tenemos para valorar el frenado de la prueba son: la velocidad máxima alcanzada antes de frenar, la distancia recorrida durante el frenado y la fuerza G sufrida.

- La velocidad máxima alcanzada por nuestro modelo en la simulación creada es de 92.01 km/h.
- La distancia recorrida durante el frenado, mostrada en la siguiente figura, es de 20.274 metros:

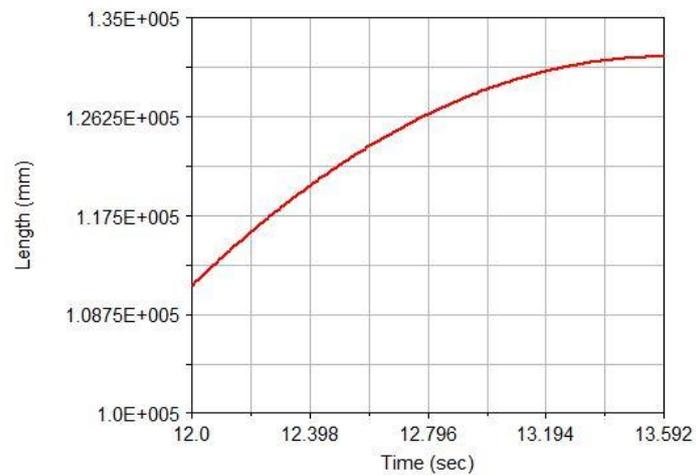


Figura 2.46: Distancia de frenado del coche

- Y por último, la fuerza G, que es una medida de la aceleración (positiva o negativa) y se refiere a la aceleración que produciría la gravedad sobre un cuerpo en condiciones ideales (sin rozamiento). Una aceleración de 1g es igual a 9.81 m/s<sup>2</sup>.

Para calcularlo en nuestro modelo, se averigua la deceleración del vehículo y se divide entre el valor de la aceleración de la gravedad:

$$a = (v_2 - v_1)/(t_2 - t_1) = (0 - 25.559) / 1.592 = -16.054 \text{ m/s}^2$$

$$G = \text{aceleración} / \text{gravedad} = 16.054 / 9.81 = 1.636g$$

### 1.5.4. Simulación evento skid-pad

En esta simulación se analizará el comportamiento del coche durante el evento del skid-pad.

Las características de esta prueba se encuentran explicadas en [Evento dinámico: skid-pad](#) de este mismo proyecto.

Las restricciones del modelo del coche en esta simulación son las mismas que en el evento de aceleración. La simulación del modelo para el evento skid-pad difiere respecto al evento de aceleración en el motion en la cremallera de la dirección, el cual simula el sistema de dirección del coche.

El objetivo de esta simulación es conseguir que el coche tome la curva de la prueba a la máxima velocidad posible y entonces estudiar todos los parámetros necesarios para caracterizar el comportamiento del coche.

Los valores del motion aplicado a la dirección que simula el sistema de dirección del coche y del torque que simula el par motor y con los que se consigue que el coche tome la curva de diámetro 15.25 metros + 3 metros son:

- Dirección:  $f(\text{time}) = 15.3$
- Par motor:  $f(\text{time}) = \text{step}(\text{time}, 3, 0, 10, 130000)$

La función de la dirección es un valor constante de 15.3 y la función que simula el torque es una función de tipo “step” o escalón, y quiere decir que hasta el segundo 3 de la simulación tiene un valor de cero, y desde el segundo 3 hasta el 10 aumenta de valor hasta que alcanza los 130 N·m.

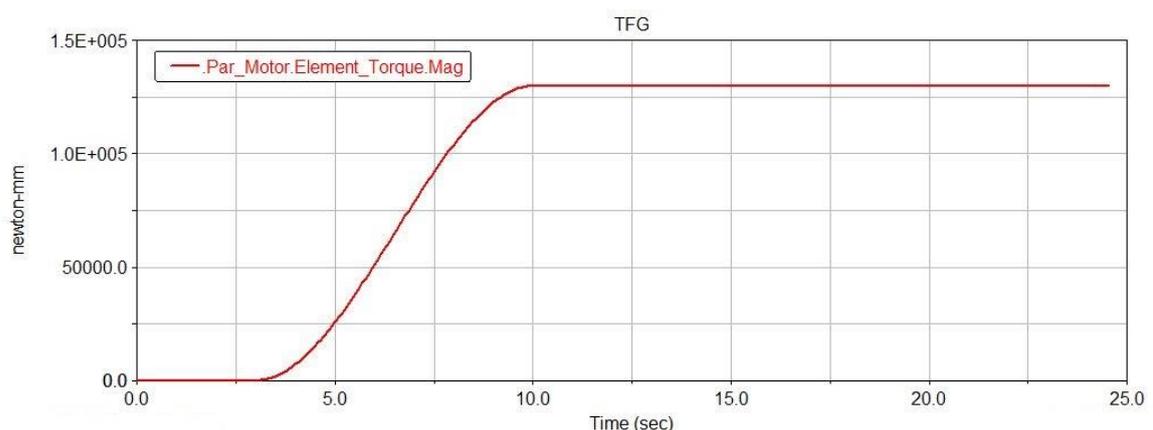


Figura 2.47: Torque aplicado en el evento de skid-pad

La velocidad lineal del coche y el radio de curva que toma durante la prueba es:

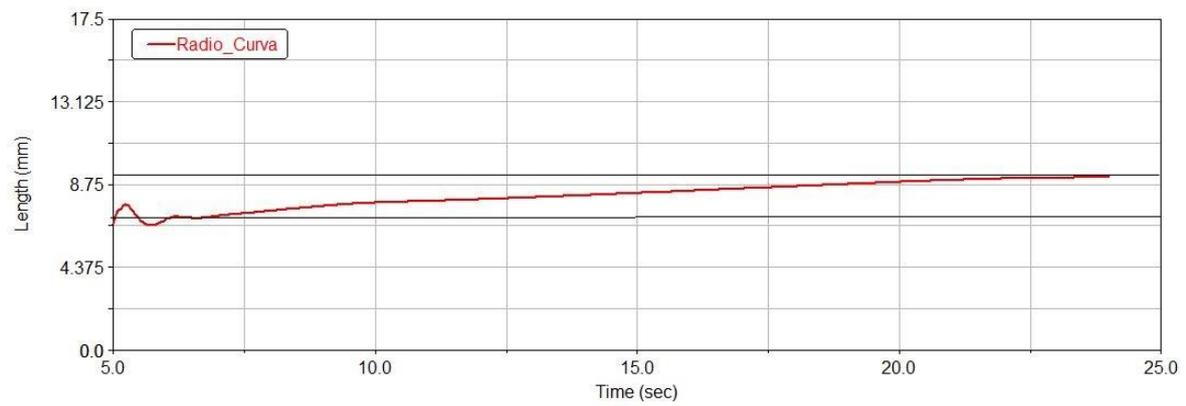
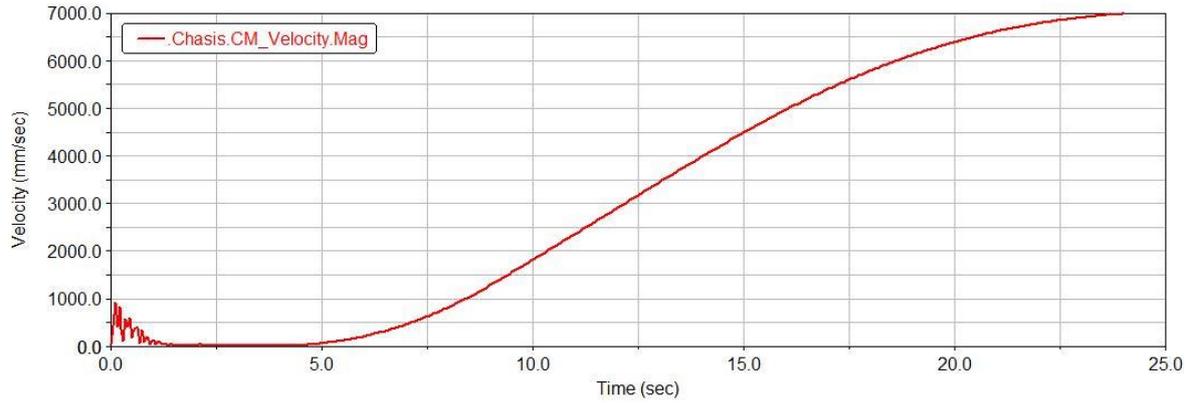


Figura 2.48: Velocidad lineal y radio de la curva tomada por el vehículo durante el evento del skid-pad

En la figura inferior la curva del skid-pad está dada como el radio y está comprendida entre 7.625 metros (diámetro interior de 15.25 metros) y 9.125 metros (diámetro exterior de 18.25 metros). Las líneas horizontales muestran este rango.

La velocidad lineal máxima del coche que coincide con el radio de curva dentro del rango es de 6987.0971 mm/segundo o pasándolo a una unidad más cómoda, 25.15 km/hora. Esta velocidad se alcanza en el segundo 24, siendo posteriormente el instante de estudio de algunos de los parámetros característicos de las ruedas.

## 2. ESTUDIO CINEMÁTICO

Mediante el estudio cinemático analizaremos el movimiento descrito por las ruedas de los ejes delantero y trasero producido por las variaciones en el sistema de dirección y por el rebote y compresión del amortiguador. También se analizará la elastocinemática que describe el movimiento producido en las ruedas debido a las fuerzas y momentos existentes que surgen debido al contacto entre el neumático y la calzada.

### 2.1.1. Propósito de la configuración cinemática

El estudio cinemático tiene como objeto asegurar las condiciones requeridas u óptimas de estabilidad del vehículo y de la dirección, esto permitirá con una correcta configuración mayores aceleraciones, mejor frenado y pasos por curva más rápidos.

Hay que tener en cuenta que las normas de la FSAE son poco restrictivas, lo que generan que no exista una solución única al problema que aquí estamos estudiando y que se produzcan una infinidad de soluciones. Además, para conseguir una mayor optimización del diseño sería necesario la construcción, montaje, y posterior prueba real en un circuito del sistema.

En el estudio cinemático se estudiarán, analizarán y optimizarán algunas de las variables de diseño expuestas en el apartado variables de diseño. Al finalizar el estudio cinemático algunas de las variables deberán tener su valor final debido a la imposibilidad de ser modificadas físicamente. Sin embargo hay otras variables importantes que si se podrán alterar cuando se quiera:

- El ángulo de convergencia (toe-in) puede ser configurado mediante las bieletas de la dirección para las ruedas del eje delantero, y mediante las barras anti toe par las dos ruedas del eje trasero. En este caso también se pueden utilizar discos excéntricos.
- Los ángulos de caída (camber) y de avance (Caster) son ajustables después del montaje del coche mediante tornillos.



A partir de la figura 2.49, se han obtenido unas cotas que modifican el modelo base de Adams/View y que se han recogido en la siguiente tabla:

Parámetro	Valor calculado	Valor utilizado /real
ANCHO_DE_VIA	1250mm	
Y_Brazo_Sup	160mm	
Alfa	10°	10.0892775895°
Y_Mangueta_Sup	160mm	
Y_Mangueta_Inf	77.4590mm	78.70mm
Alfa_Inf	2.903°	2.9129°

Tabla 22

Los valores reales de Alfa y Alfa\_Inf difieren un poco de los calculados debido a que son parámetros dependientes de otros. Se ha insertado un valor distinto para Y\_Mangueta\_Inf para aproximar más el valor de Alfa\_Inf.

Habiendo introducido estas cotas en nuestro modelo de simulación de Adams/View, se ha hecho una gráfica de la variación del ancho de vía respecto a la carrera de la rueda:

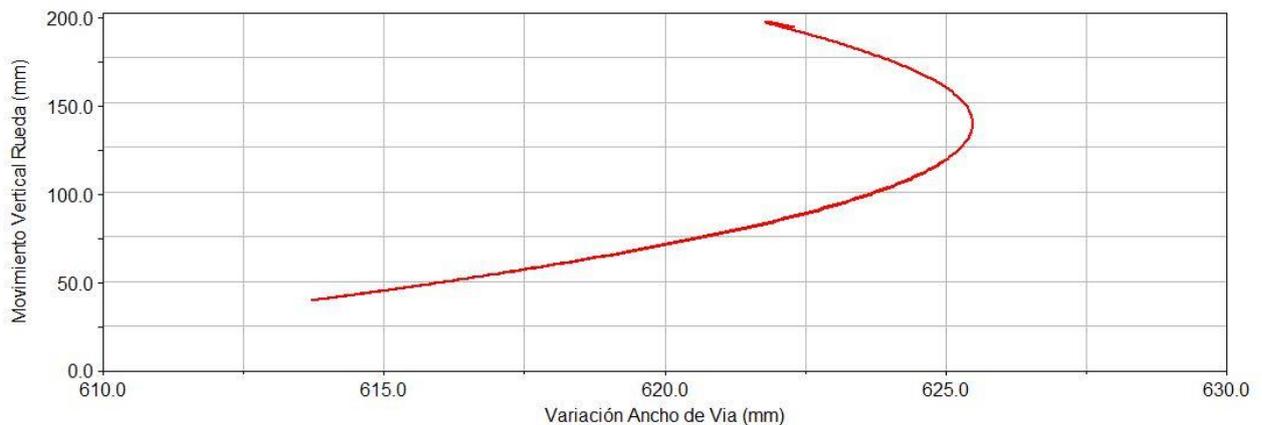


Figura 2.50: Variación del ancho de vía en función de la carrera de la rueda

En la figura 2.50 se ha representado la carrera de una rueda en su movimiento de compresión y rebote, y su relación con el cambio del ancho de vía de esa misma rueda. El movimiento de compresión de la rueda se identifica con la pendiente positiva de la curva, y el rebote con la pendiente negativa. Esto quiere decir que la posición neutral de la rueda es aquella en la que la pendiente cambia de signo, en la gráfica se encuentra alrededor de la posición 140.266mm. La posición cero o inicial de la suspensión del ancho de vía corresponde con la del peso de cálculo de 377kg, y es de aproximadamente la posición 53.8mm para el rebote de la rueda y un ancho de vía de 625.9mm (1251.8mm). En el eje x está representado el valor de la mitad

del ancho de vía porque la gráfica está sacada de una rueda y va desde el centro del punto de contacto de la rueda con el suelo y el eje central del coche. El valor máximo que puede tomar el ancho de vía delantero es de 1251.3548mm (2x625.4774) y el valor mínimo son 1227.4032mm (2x613.7016mm) en el punto más bajo de la gráfica.

Conocida la variación del ancho de vía en función de la compresión y rebote de las ruedas ya somos capaces de controlar el valor de las fuerzas laterales que aparecen a causa de este movimiento transversal de las ruedas sobre la carretera.

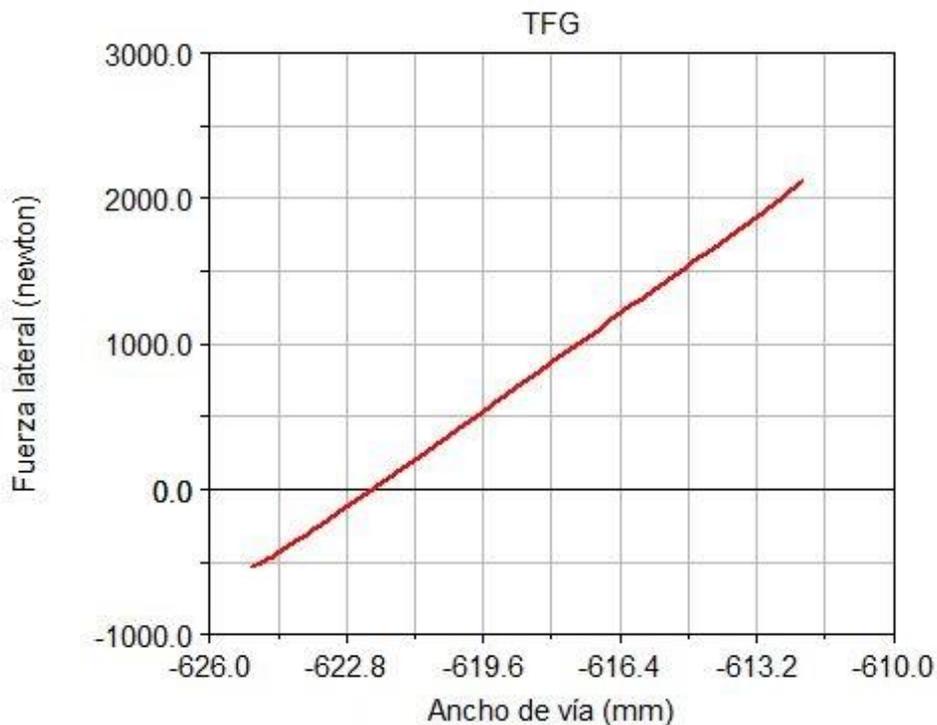


Figura 2.51: Fuerzas laterales producidas por la rueda a la carretera a causa de una variación del ancho de vía

Cuanto más varíe la distancia entre ruedas de un eje, mayores son las fuerzas que estas producen sobre el asfalto. Esto causa mayores resistencias al rodado disminuyendo la estabilidad del coche e influenciando evidentemente a la dirección.

Como se puede apreciar en la representación de la figura 2.51 con una disminución de 12.8738mm de la mitad del ancho de vía (se mide en una rueda), aparece una fuerza lateral de aproximadamente 2648.9759 newton.

Ahora se siguen los mismos pasos para el eje trasero: primero calculamos la posición de los brazos de la suspensión para que la variación del ancho de vía trasero sea mínimo y segundo con la ayuda del modelo multicuerpo, obtenemos la variación real aproximada.

Para poder dibujar en AutoCAD el sistema de suspensión hay que fijar un ancho de vía de cálculo que cumpla con la única condición obligatoria de que la diferencia respecto al ancho de vía delantero no sea mayor o menor del 75% de este. Es decir, no puede ser menor a 937.5mm ni mayor de 1562.5mm.

Para los vehículos de la FSAE es comúnmente utilizado un ancho de vía trasero inferior al delantero para mejorar el comportamiento del coche al sobreviraje cuando este toma curvas cerradas.

Con todo ello se ha tomado un ancho de vía trasero de **1200mm**.



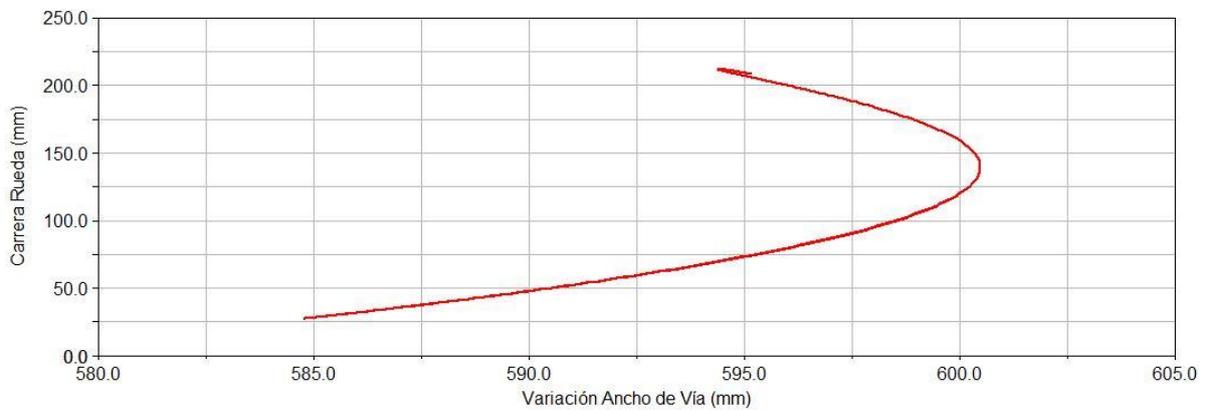
Figura 2.52: Posición inicial de los brazos de la suspensión trasera para conseguir una variación del ancho de vía mínimo

La coordenada “y” del punto de unión del brazo superior con el chasis hay que bajarlo 30mm respecto al modelo base, haciendo que el brazo forme un ángulo alfa de  $10^\circ$  con el plano horizontal. Respecto al brazo inferior hay que cambiar el ángulo alfa de este a  $2.9525^\circ$ . Con estos cambios y un ancho de vía de 1200mm obtenemos un polo de rotación P en el suelo al igual que el centro de balanceo R y teóricamente una variación del ancho de vía nulo.

Parámetro	Valor calculado	Valor real
ANCHO_DE_VIA_ATRAS	1200mm	
Y_Brazo_Sup	160mm	
Alfa	$10^\circ$	10.8930528194
Y_Mangueta_Sup	160mm	
Y_Mangueta_Inf	78.65mm	
Alfa_Inf	$2.9525^\circ$	$2.950^\circ$

Tabla 23

La segunda parte en el cálculo del ancho de vía y justificación es introducir los parámetros obtenidos del dibujo en el modelo del coche de MSC Adams. Una vez editado a través del “*table editor*”, corremos una simulación cinemática y se representa el incremento del ancho de vía respecto al movimiento vertical de la rueda:



*Figura 2.53: Incremento del ancho de vía trasero en función de la posición vertical de la rueda*

Para el eje trasero, el punto de reposo de la rueda se encuentra en la posición 53.95mm de la carrera de la rueda, y en ese punto el ancho de vía es de 1182.72mm. La variación máxima del ancho de vía trasero mostrada en la curva es de 15.6815mm para cada rueda cuando la rueda se extiende 111.8519mm. Cuando se comprime 72.5965mm, el ancho de vía total se ve reducido en 6.1094mm. Cabe destacar que aquí se ha representado la variación del ancho de vía con una carrera de la rueda de 184.4485mm pero esta no es la variación real a la que estará sometida, la real es mucho menor y la variación del ancho de vía no tiene por qué ser de 15.6815mm como se ve en la figura.

Consecuentemente las fuerzas laterales que aparecen en el suelo debido al movimiento transversal de las ruedas cuando el ancho de vía varía es:

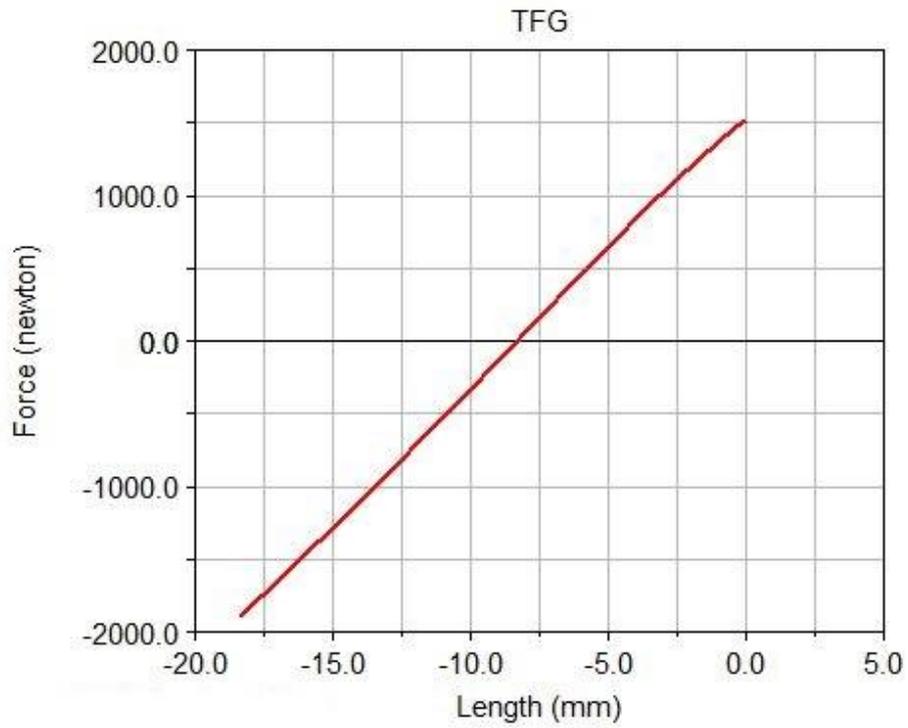


Figura 2.54: Fuerzas laterales que aparecen con la variación del ancho de vía trasero

Luego la conclusión y como comparación con el eje delantero, cuando el ancho de vía trasero se acorta 1cm desde la posición inicial, aparecen unas fuerzas sobre la calzada de aproximadamente 1900 newton que favorecen el desgaste de los neumáticos además de una pérdida de estabilidad y de control del coche.

## 2.4. CENTRO Y EJE DE BALANCEO

El centro de balanceo está directamente relacionado con el ancho de vía, exactamente con la variación de este (figura 2.50). El centro de balanceo es el punto de la gráfica en el centro del coche que se corta con la perpendicular a la línea tangente a la curva de la variación del ancho de vía en el centro del punto de contacto de la rueda con el suelo.

Para una mejor comprensión, en el siguiente dibujo se ha representado la curva de la figura 2.50 y se ha marcado el centro de balanceo inicial para nuestro modelo con la letra R.

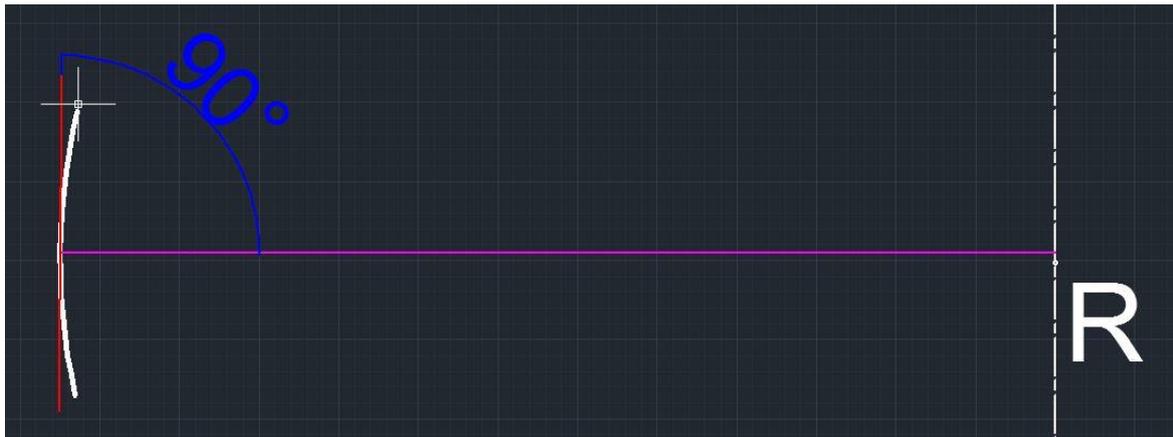


Figura 2.55: Dibujo del centro de balanceo delantero R y la forma de obtenerlo a través de la variación del ancho de vía

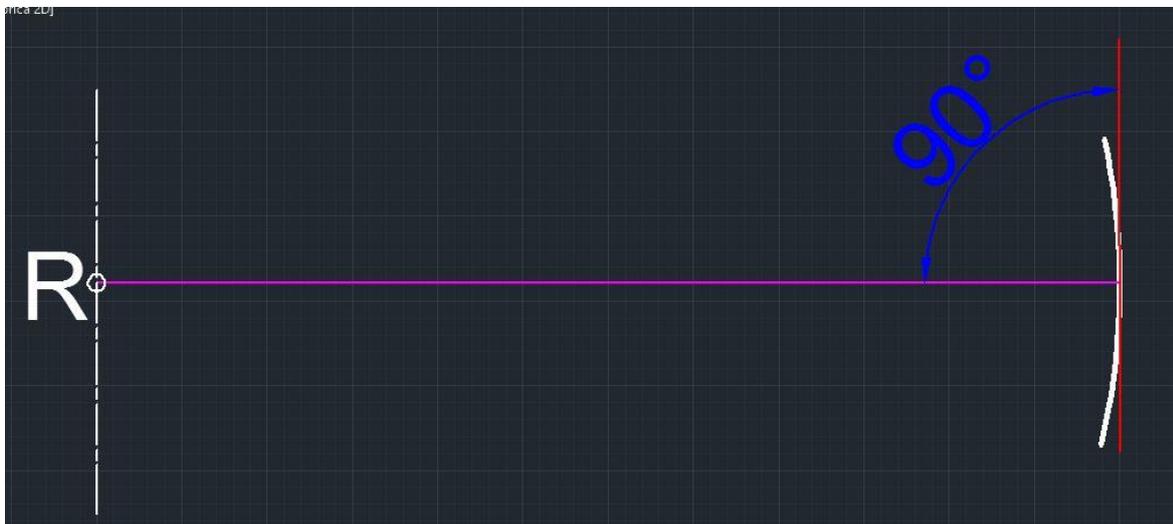


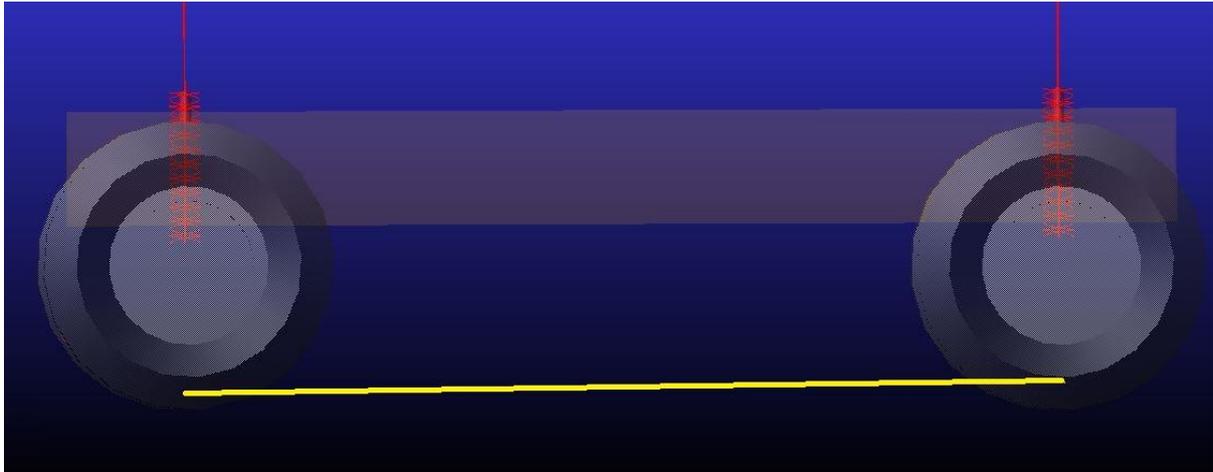
Figura 2.56: Dibujo del centro de balanceo trasero

La posición de los brazos de la suspensión ha sido calculada para que, teóricamente, el centro de balanceo se sitúe en el suelo y con ello conseguir un mejor comportamiento cinemático, es decir, una variación del ancho de vía que produce fuerzas laterales mínima.

Para dibujar el centro de balanceo real que tiene el modelo en cada eje (figuras 2.55 y 2.56) se ha dibujado primero la curva de variación del ancho de vía real que tienen las ruedas y

que se ha obtenido a partir del modelo del coche construido en Adams/View. Y partir de la curva se ha obtenido el centro de balanceo de cada eje que se encuentra en el suelo, obteniéndose así como se buscaba el mejor comportamiento cinemático del sistema de suspensión.

El **eje de balanceo** es la línea formada por la unión de los centros de balanceo delantero y trasero.



*Figura 2.57: Eje de balanceo del modelo*

## 2.5. ÁNGULO DE INCLINACIÓN. CAMBER

El objetivo en este apartado es conseguir que el ángulo de inclinación de las ruedas sea negativo durante la compresión de la suspensión y que tienda a un ángulo positivo cuando el sistema se extienda. Los efectos positivos de esta configuración están explicados en los apartados 4.3.GEOMETRÍA DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN-DIRECCIÓN y 6.2.ÁNGULO DE CAIDA. CAMBER.

Primero para las ruedas del eje delantero, con un camber nulo ( $0^\circ$ ), se observa cual es la variación de camber durante la carrera de las ruedas:

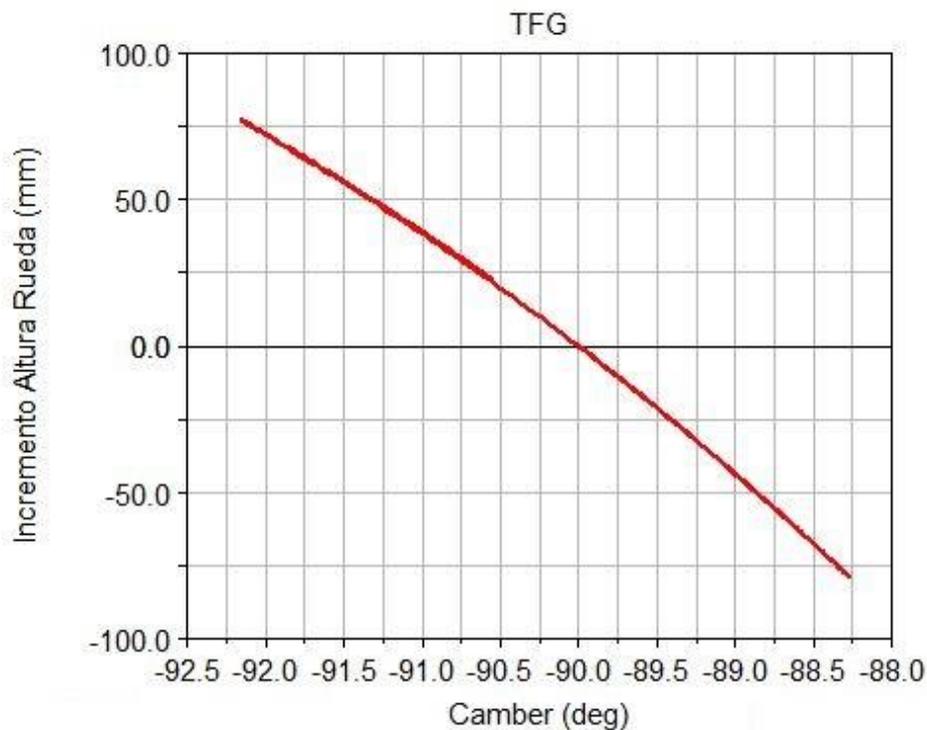


Figura 2.58: Variación del camber en la rueda delantera derecha con una inclinación inicial de  $0^\circ$

La posición inicial de la rueda es de -197mm respecto al origen, que coincide con un ángulo de inclinación inicial de  $90^\circ$ . La carrera de compresión se corresponde con la parte superior del eje "y", el rebote o extensión de la rueda con el lado inferior. En el eje "x" se ha representado el camber siendo el inicial  $90^\circ$ , el camber negativo es la parte izquierda de la gráfica (desde  $-90^\circ$  hasta  $-92.5^\circ$ ), y el camber positivo a la derecha (desde  $-90^\circ$  hasta  $-88^\circ$ ).

El objetivo era que en la carrera de compresión el camber se hiciese negativo (lo cumple) y que en la carrera de extensión de la suspensión la inclinación fuese hacia el lado positivo (lo cumple).

Hacemos lo mismo en el eje trasero. Con una configuración inicial de  $0^\circ$  para el ángulo de inclinación se observa cómo se comporta el camber durante la compresión y rebote de la rueda:

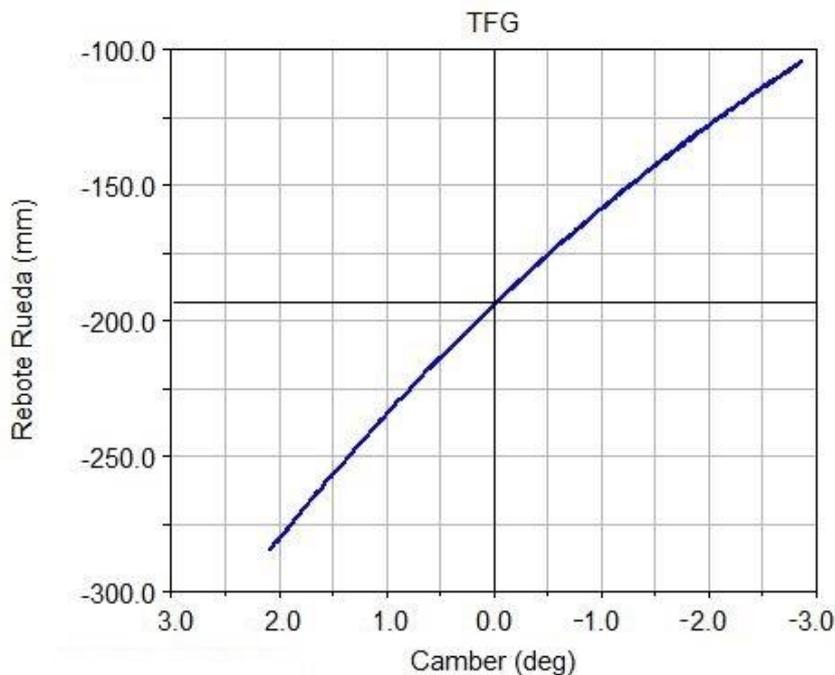


Figura 2.59: Variación del camber en la rueda trasera izquierda con una inclinación inicial de  $0^\circ$

Con un camber de inicio nulo, la posición de la rueda es de -194mm respecto al origen de coordenadas. La carrera de compresión se corresponde con los dos cuadrantes superiores y la de extensión o rebote con los dos cuadrantes inferiores. El camber negativo es la mitad derecha de la curva y el positivo la mitad izquierda. Con una carrera de la rueda de 180.3261mm la variación total del ángulo de inclinación es de casi  $4.9557^\circ$ , siendo el incremento de  $2.086^\circ$  de camber positivo con una carrera de la rueda de 90.727mm y de  $2.8697^\circ$  de camber negativo con una carrera de la rueda de 89.5991mm.

Al igual que ocurre con la curva del camber delantero, la curva de la figura 2.59 del camber trasero también cumple con el comportamiento requerido de inclinación negativa cuando la suspensión se comprime e inclinación positiva cuando la suspensión se extiende.

Cinemáticamente no es necesario realizar ningún tipo de cambio en el ángulo de inclinación inicial o en los brazos de la suspensión para conseguir otra forma en la curva de la gráfica porque el comportamiento ya es válido.

### **2.5.1. Influencia del balanceo sobre el ángulo de inclinación**

Cuando la carrocería se balancea el camber de las ruedas cambia individualmente. El camber cambia debido al balanceo y además sufre otra pequeña variación a causa de las fuerzas verticales en las ruedas.

Con la ayuda del modelo de Adams averiguaremos la variación de camber total en cada rueda durante la simulación de la prueba del skid-pad y a partir de aquí configuraremos el camber inicial de tal manera que se comporte como se requiere.

Finalmente representaremos, al igual que en la figura 2.58, el camber en función del rebote de la rueda pero en este caso debido al balanceo de la carrocería en su paso por curva y a las fuerzas verticales que aparecen en las ruedas.

La información obtenida de estas gráficas se resume en conocer con qué tipo de camber se inclina cada rueda del coche, si se inclinan con un camber positivo o negativo. Conociendo esto sabremos cómo se va a comportar el coche.

Con un camber inicial nulo, se observa en la simulación y en las gráficas que las dos ruedas exteriores a la curva (delantera y trasera) tienden hacia un ángulo de inclinación positivo. Y las dos ruedas del interior de la curva tienden a un ángulo de inclinación negativo.

La tendencia de las ruedas exteriores a la curva de ir hacia un ángulo de inclinación positivo influye de manera negativa sobre el comportamiento del vehículo durante la curva, ya que provoca una disminución de la adherencia del neumático bajo carga máxima sobre el asfalto. Este tipo de tendencia de las ruedas exteriores no se puede evitar porque va unido a cómo actúa la suspensión independiente, pero si se puede reducir configurando el ángulo de inclinación inicial de tal manera que en posición de reposo sea negativo.

Se ha escogido una configuración inicial del ángulo de inclinación de 0.5 grados negativos. Con esto se consigue reducir la tendencia de las ruedas exteriores a ir hacia un camber positivo y obtener unos mejores resultados respecto a la adherencia de los neumáticos. Además, se representarán las curvas de variación del ángulo de inclinación de las ruedas con una configuración inicial de 0.5 grados y se compararán con las mismas curvas para una posición inicial neutra.



Figura 2.60: Ángulo de inclinación de la rueda delantera izquierda durante el evento del skid-pad

En la gráfica, un valor negativo en el eje “x” (ángulo de inclinación) se corresponde con un camber negativo. Y por el contrario, un valor positivo del ángulo de inclinación en la gráfica se corresponde con un camber positivo.

El camber se mantiene siempre negativo, teniendo un incremento máximo de  $4.2634^\circ$  durante una carrera de la rueda de 86.8532mm.

Para una configuración inicial de  $0^\circ$ , el incremento es de  $4.3601^\circ$  para una misma carrera de la rueda.

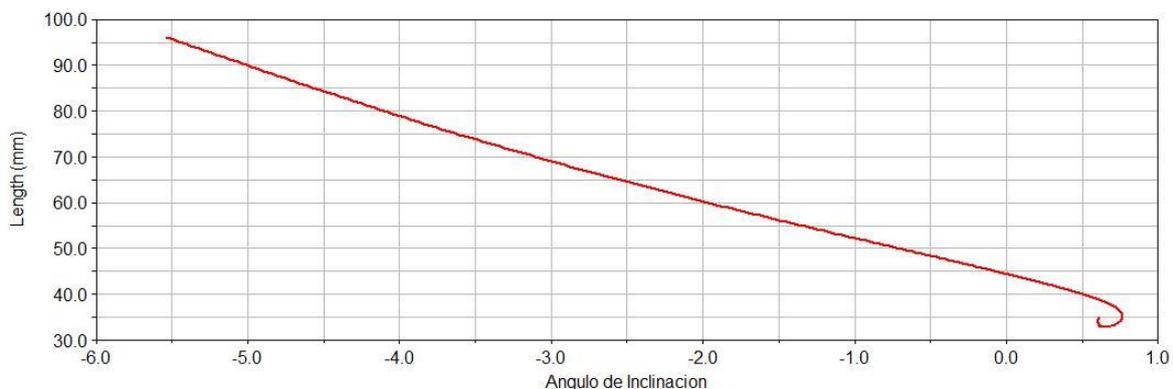


Figura 2.61: Ángulo de inclinación de la rueda delantera derecha durante el evento del skid-pad

En el caso de la rueda delantera derecha, un ángulo de inclinación negativo de la gráfica coincide con un camber positivo y un valor positivo de la gráfica es un camber negativo.

Esta rueda tiende a un camber positivo durante todo el evento del skid-pad aumentando en  $6.3061^\circ$  desde la posición de reposo del coche. Cuando la configuración inicial del camber es de  $0^\circ$ , el incremento máximo es de  $6.4^\circ$ .

El rebote de la rueda durante esta prueba tiene un pico de 63.4085mm.

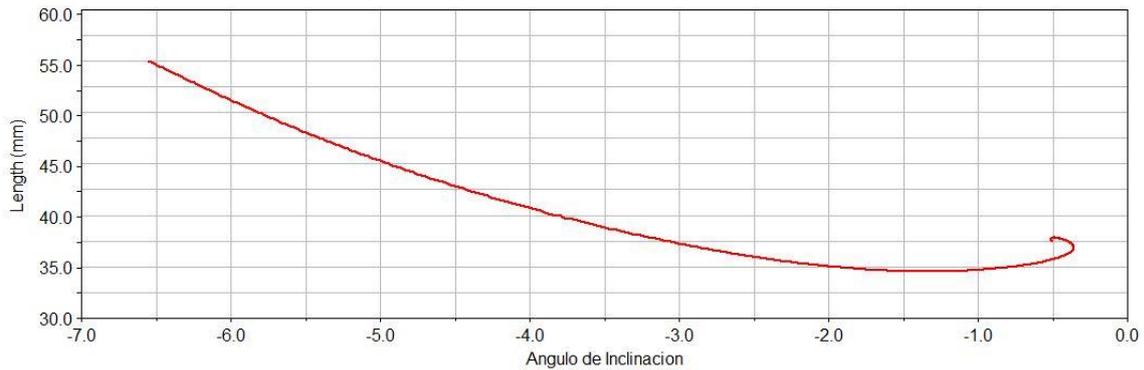


Figura 2.62: Ángulo de inclinación de la rueda trasera izquierda durante el evento del skid-pad

Al igual que en la gráfica de la rueda delantera izquierda un valor negativo del eje “x” es un camber negativo, y un valor positivo es un camber positivo.

Esta rueda tiene una variación de inclinación de hasta  $6.1728^\circ$ , mientras que con un camber inicial nulo se incrementa hasta en  $6.2875^\circ$ .



Figura 2.63: Ángulo de inclinación de la rueda trasera derecha durante el evento del skid-pad

Para la rueda trasera derecha, un ángulo de inclinación negativo corresponde con una camber positivo.

Esta es la tendencia de la rueda durante la prueba, siendo el valor máximo de  $4.5962^\circ$ . Para una configuración inicial neutra del camber, este valor es de  $4.6925^\circ$ .

Después de observar y comparar el valor del ángulo de inclinación de todas las ruedas durante el evento del skid-pad, se puede concluir que dando un valor inicial de 0.5 grados de camber negativo a las ruedas se consigue reducir la variación de la inclinación y también mejorar el comportamiento de las ruedas al aumentar la adherencia de estas sobre el asfalto.

## 2.6. ÁNGULO DE CONVERGENCIA. TOE-IN

Para el cálculo de la configuración del toe-in en el coche, se estudiará el comportamiento de la convergencia de las ruedas en los eventos dinámicos de la competición: aceleración y skid-pad.

Antes de estudiar la variación del toe durante las pruebas de la competición, se va a dimensionar y posicionar las tie-rod delanteras (bioletas dirección) y traseras (anti toe-in) que son las barras que limitan el movimiento de convergencia de las ruedas.

Para el cálculo de estos parámetros, se ha utilizado la herramienta proporcionada por Adams/View llamada "Design of Experiments".

El objetivo del DEO es calcular la posición y longitud de las barras anti toe, de manera que la variación de la convergencia durante la compresión y rebote de las ruedas sea el mínimo. Siguiendo la figura 2.27, se establece que estudiamos el "minimum of". En este caso el valor devuelto nos dará el valor mínimo en cada análisis del valor de la convergencia (en distancia, no ángulo), pero realmente lo que nos importa es ver la función entera para saber cuál es la que menos varía. Las variables de diseño a modificar son: Long\_AntiToe, Y\_AntiToeIn y Z\_AntiToe. En la siguiente figura se muestran los valores tomados de las variables de diseño por los distintos análisis realizados en el DOE y el mínimo de la convergencia en cada análisis:

Trial	O1	Long_AntiToe	Y_AntiToeIn	Z_AntiToe
1	-26.001	400.00	50.000	0.00000
2	-26.001	400.00	50.000	150.00
3	-57.999	400.00	70.000	0.00000
4	-57.999	400.00	70.000	150.00
5	-55.379	550.00	50.000	0.00000
6	-55.379	550.00	50.000	150.00
7	-81.186	550.00	70.000	0.00000
8	-81.186	550.00	70.000	150.00

Figura 2.64: Valores y resultados del DOE para el cálculo de la barra Anti Toe

A partir de estos resultados no podemos saber cuál de las ocho configuraciones distintas es la más apropiada, pero si sabemos los valores que ha tomado cada variable de diseño en cada simulación. Cuando veamos la función de variación de la convergencia para cada simulación y analicemos cual es la que más nos conviene, volveremos a esta tabla para saber cuáles son los valores finales de la barra anti toe del eje trasero.

A partir de la ventana del DEO, sacamos la curva que representa cada simulación (figura 2.65):

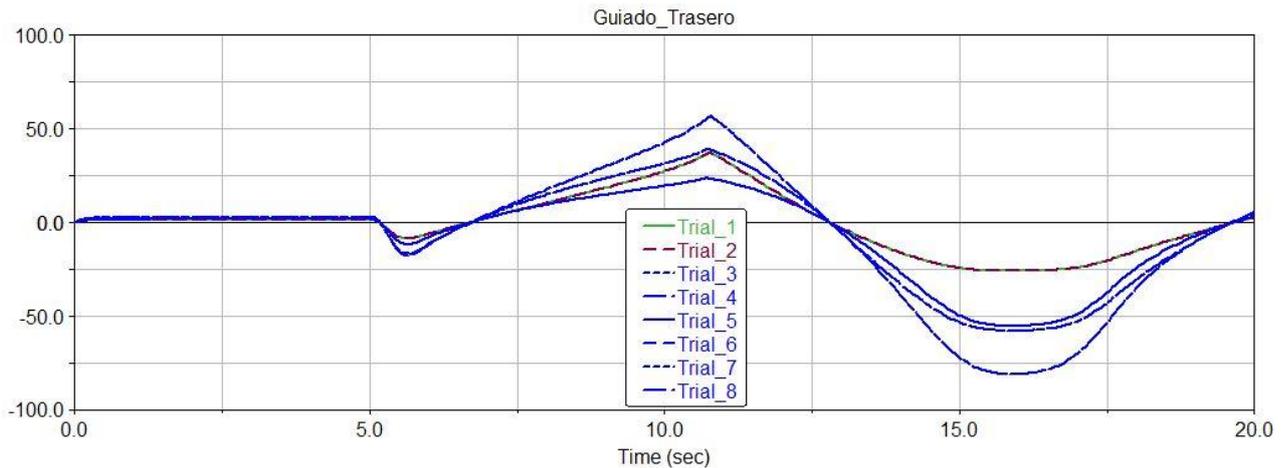


Figura 2.65: Representación ensayos del DEO para el cálculo de la barra anti toe trasera

Distinguidos en verde y marrón, las simulaciones que menos varían la convergencia de las ruedas son el trial\_1 y el trial\_2. Por ello los valores de las variables que fijan la posición final del toe trasero sobre el chasis serán:

$$\text{Long\_AntiToe} = 400 \text{ mm}$$

$$\text{Y\_AntiToeIn} = 50 \text{ mm}$$

$$\text{Z\_AntiToe} = 0 \text{ mm}$$

Lo mismo se ha hecho con la posición de la barra anti toe en la mangueta. Se ha realizado un DEO con la misma función de variación de la convergencia, se ha fijado como variable de diseño en este caso solo la posición “y” de la barra (Y\_Mangueta\_Bieleta\_Atras) y se han simulado cinco valores distintos: 20, 60, 100, 140 y 180.

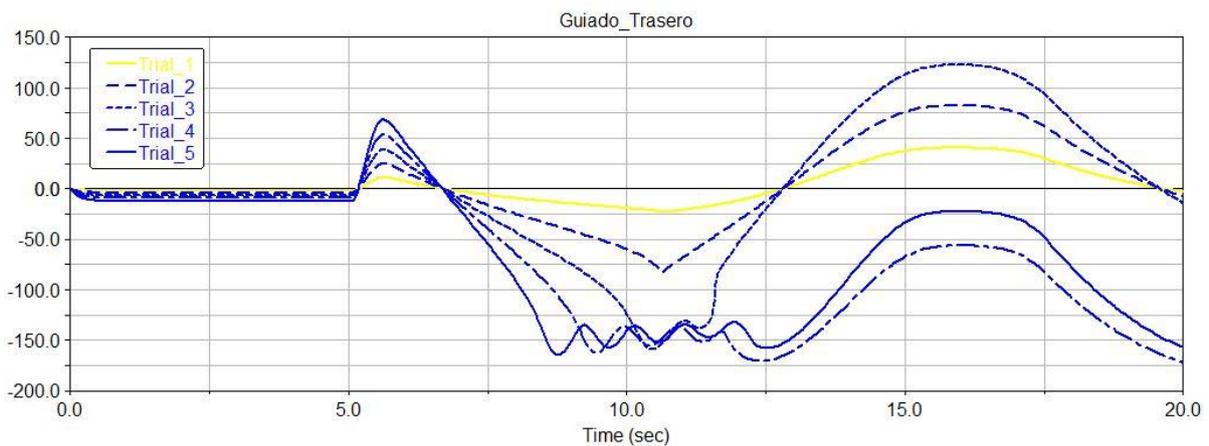


Figura 2.66: DEO de la posición “y” de la barra anti toe trasera sobre la mangueta

El valor de la variable de diseño Y\_Mangueta\_Bieleta\_Atras que menos incrementa el ángulo de convergencia en el eje trasero es **100**.

De la misma manera calculamos ahora las variables que definen la posición y longitud de la bieleta de la suspensión.

Se realiza un DOE para el cálculo de la longitud de la bieleta. Medimos el ángulo de convergencia de la rueda para dos valores de la variable de diseño Long\_Bieleta: 375 y 465. El primer valor es la mínima distancia necesaria para que la bieleta quede totalmente protegida por la carrocería y no quede en el exterior sin protección. Con una medida mayor (465mm) lo que se hace es analizar con cuál de los dos valores se consigue el objetivo marcado. En la figura 2.67 se ha representado la curva de la variación de la convergencia para los dos valores de la variable de diseño.

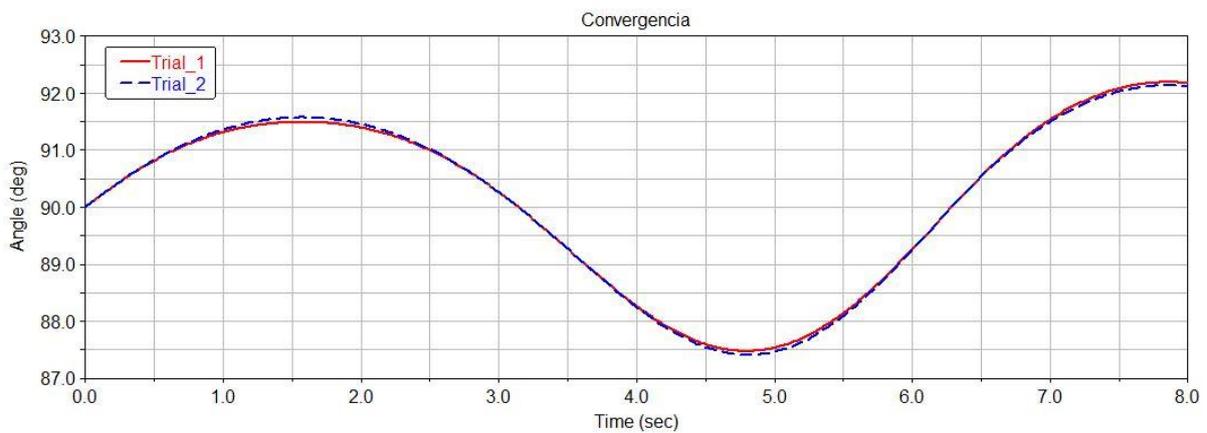


Figura 2.67: Variación del ángulo de convergencia para dos valores de la longitud de la bieleta

El mejor valor para la longitud de la bieleta es el menor de los dos estudiados, y como no puede ser más pequeño porque quedaría desprotegido por la carrocería nos quedamos con:

Long\_Bieleta = 375mm.

Lo siguiente que estudiamos de la bieleta es su posición, es decir, los puntos de unión con la carrocería y con el chasis:

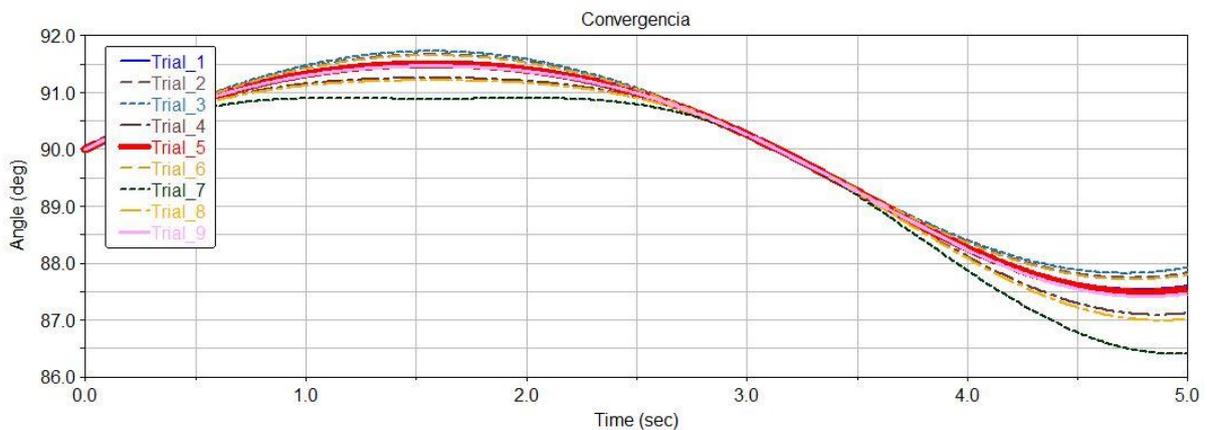


Figura 2.68: variación del toe para distintas posiciones de la bieleta

Trial	Convergencia	V1	V2
1	87.534	40.000	40.000
2	87.743	40.000	60.000
3	87.822	40.000	80.000
4	87.088	60.000	40.000
5	87.473	60.000	60.000
6	87.710	60.000	80.000
7	86.401	80.000	40.000
8	86.988	80.000	60.000
9	87.407	80.000	80.000

Figura 2.69: Valores de las variables de diseño utilizados en el DOE para el cálculo de la posición de la bieleta

En este DOE se ha analizado la función de variación del ángulo de convergencia dependiendo del cambio de valor de las variables de diseño Y\_Mangueta\_Bieleta e Y\_Bieleta\_Cremallera. Las dos variables han tomados los valores de 40.0, 60.0 y 80.0.

La figura 2.62 son las curvas de variación del ángulo de convergencia para cada simulación del DEO. Al ser dos variables de diseño con tres valores que toma cada uno, se tiene  $3^2 = 9$  simulaciones distintas. La curva que menos hace variar el ángulo de convergencia a lo largo del tiempo es el trial número 5 (curva roja). Esta simulación se corresponde con los siguientes valores (figura 2.63):

Y\_Mangueta\_Bieleta = 60 mm

Y\_Bieleta\_Cremallera = 60 mm

### 2.6.1. Evento: skid-pad

En este estudio se buscará la solución explicada en el apartado [6.3. ÁNGULO DE CONVERGENCIA. TOE-IN](#). En él se concluye que en el eje trasero la rueda exterior de la curva (rueda que se comprime) debe tender a un toe-in y la interior a toe-out (rueda que rebota).

Analizamos la gráfica que representa la variación de la convergencia de las ruedas del eje delantero respecto al tiempo (figura 2.64):

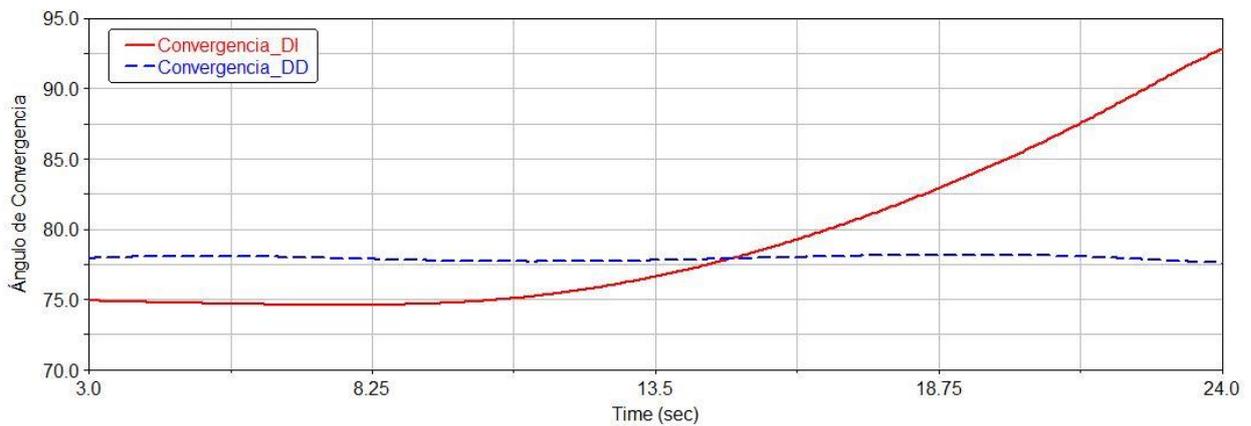


Figura 2.70: Variación del ángulo de convergencia durante la prueba del skid-pad

En la figura 2.64 se ha representado la curva que representa el ángulo de convergencia durante la prueba del skid-pad.

El eje “x” corresponde con el tiempo y va desde los 3 segundos (cuando comienza el coche a acelerar) hasta el 23. El eje “y” es el ángulo de convergencia. La convergencia inicial de diseño son  $90^\circ$ , pero en la curva hay que tener en cuenta el desplazamiento inicial que se le da a la dirección. La convergencia de la rueda delantera izquierda, curva roja, tiende durante la prueba a hacerse negativo mientras que la rueda delantera derecha mantiene su convergencia en un valor casi constante de aproximadamente  $78^\circ$  (curva azul).

De esta gráfica se obtiene la tendencia de los ángulos de convergencia de las ruedas pertenecientes al eje delantero, pudiendo con ello predecir su comportamiento.

Estudiamos ahora la convergencia en las ruedas del eje trasero. Como en el estudio de las ruedas del eje delantero, se simula el evento del skid-pad. A partir de aquí, se representará la variación del ángulo de convergencia durante la prueba en función del tiempo (Figura 2.65).

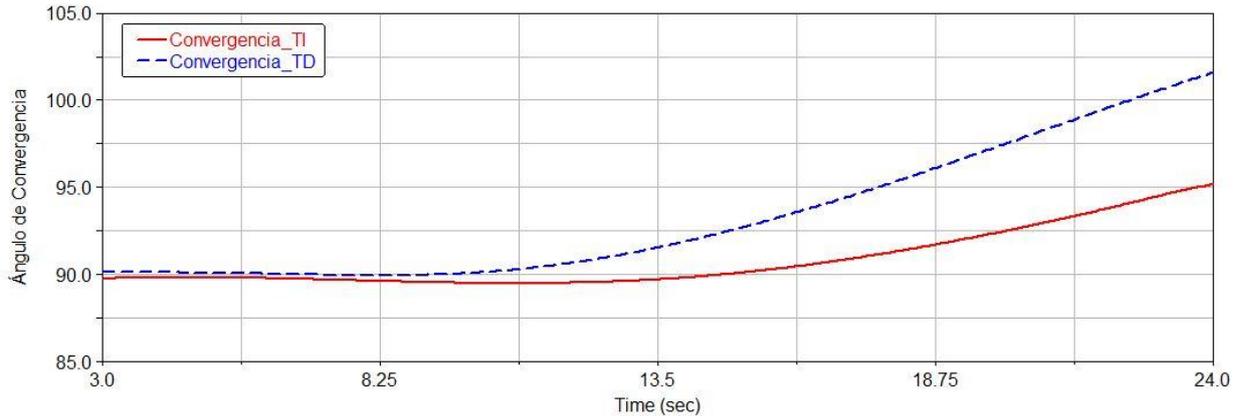


Figura 2.71: Valor del ángulo de convergencia de las ruedas traseras durante el evento Skid-Pad

El eje “x” de la gráfica se corresponde con el tiempo de simulación. En el eje “y” se sitúa en grados el valor de la convergencia, siendo el origen  $90^\circ$  para ambas ruedas. Para la rueda exterior (curva azul), cuyo valor inicial son  $90^\circ$ , la convergencia positiva (toe-in) es la parte inferior, y la negativa la superior (toe-out). Por el otro lado, para la rueda interior (curva roja), la parte positiva es la parte superior y la negativa la inferior.

Para la rueda exterior se ha conseguido que la convergencia varíe durante la simulación del evento del skid-pad en  $11.4608^\circ$ . La rueda interior trasera incrementa su convergencia hacia un valor positivo de  $5.3975^\circ$ .

Con esta tendencia de la convergencia del eje trasero del coche, provoca un sobreviraje cuando toma una curva.

Se puede conseguir un comportamiento más neutro de las ruedas modificando la configuración inicial de la convergencia.

Ambas ruedas derecha e izquierda se comportan como interior y exterior durante la prueba, por ello se buscará un valor inicial de la convergencia tal que reduzca al máximo la tendencia de la rueda exterior (curva azul de a gráfica) a converger negativamente, sin que aumente en exceso la de la rueda interior (curva roja de la gráfica).

En el segundo 23.25 (instante donde se alcanza la máxima velocidad en la simulación), la convergencia de las ruedas traseras es de  $100.8411^\circ$  para la exterior y de  $94.6935^\circ$  para la interior, luego el incremento respecto a la posición inicial es de  $10.8411^\circ$  y  $4.6935^\circ$ .

La media de estos dos valores es  $7.7673^\circ$ . Dando un valor inicial a la convergencia de las ruedas traseras de  $3.0738^\circ$ , podemos reducir en este valor la convergencia de la rueda exterior aumentando en la misma cantidad la de la rueda interior.

## 2.6.2. Evento: aceleración

Se estudia el valor del ángulo de convergencia en la prueba de aceleración, evento que mide en 75 metros el tiempo tardado en recorrerlos. Analizaremos el valor del toe durante la prueba y se estudiarán las posibles soluciones, siendo el principal objetivo la mínima variación.

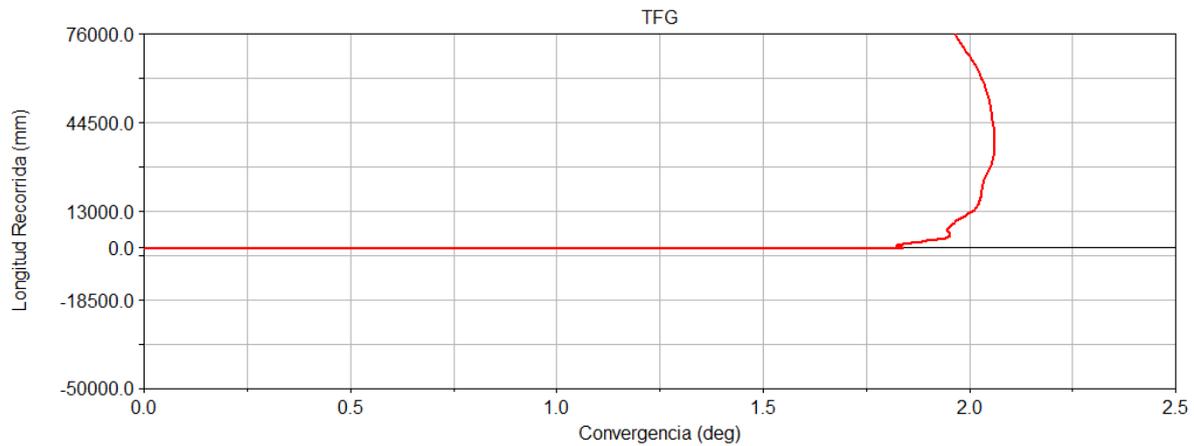


Figura 2.72: Valor del ángulo de convergencia de la rueda derecha en la prueba de aceleración

La figura 2.66 muestra la curva que representa la variación del ángulo de convergencia de la rueda derecha a lo largo del evento de aceleración. Esta prueba es una aceleración durante 75 metros desde una posición de reposo

En el eje "x" se representa el ángulo de convergencia, siendo  $0^\circ$  el punto inicial. Desde  $0^\circ$  hacia la derecha es toe-out, y en este caso la rueda delantera derecha siempre se mantiene en convergencia negativa. En el eje "y" se representa la distancia recorrida por el centro de gravedad del chasis desde los 0 metros hasta los 75.

Se puede observar que en todo momento la convergencia se mantiene negativa (toe-out), cuando el coche comienza a acelerar esta rueda tiene un ángulo de convergencia de aproximadamente  $1.7815^\circ$  y al final de la prueba son  $1.9684^\circ$ . Luego la diferencia respecto al valor de diseño al final de la prueba es de  $1.9684^\circ$  y respecto a la posición de reposo del coche la diferencia es de  $0.1869^\circ$ .

La convergencia cuando se deja caer el coche desde la posición de diseño hasta la de reposo tiende en todo momento a toe-out hasta los  $1.7815^\circ$ , en este instante entra en funcionamiento la función que define el movimiento de aceleración del coche. A partir de aquí la convergencia sigue tendiendo a toe-out hasta que el coche alcanza aproximadamente los 39 metros de prueba, produciéndose aquí el valor máximo de la convergencia de  $2.062^\circ$ . A partir de esta posición la convergencia deja de tender a negativo, tendiendo a una convergencia positiva hasta el final de la prueba alcanzando al final de esta los  $1.9684^\circ$  negativos (toe-out).

En la figura 2.67 se realiza el mismo estudio anterior para la rueda delantera izquierda.

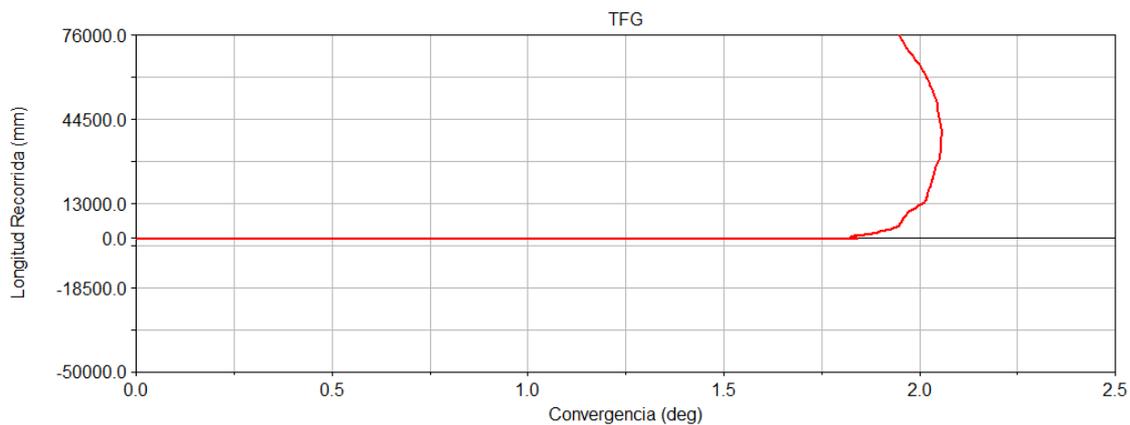


Figura 2.73: Valor del ángulo de convergencia de la rueda delantera izquierda en la prueba de aceleración

La forma de la curva del ángulo de convergencia para la rueda delantera izquierda es muy similar a la forma de la curva de la rueda delantera derecha. Con esta escala parecen curvas idénticas pero a continuación se expondrán los valores obtenidos de la simulación y se verán ligeras diferencias.

Al igual que la curva de la figura 2.72, se ha representado la variación del ángulo de convergencia de la rueda (eje “x”) en función de la distancia recorrida durante el evento de aceleración (eje “y”).

La convergencia cuando el coche se estabiliza a los 5 segundos es de  $1.7702^\circ$ , la diferencia con la rueda derecha es de  $0.0113^\circ$ . Al final de los 75 metros, la rueda tiene un ángulo de convergencia de  $1.9523^\circ$ , mientras que la rueda derecha tenía  $1.9684^\circ$  ( $0.0161^\circ$  de diferencia). El valor máximo que toma la convergencia para la rueda delantera izquierda es de  $2.0571^\circ$  a los 39 metros de recorrido (diferencia de  $0.0049^\circ$  con la rueda derecha del mismo eje).

Estas ligeras diferencias pueden ser debidas a la no total estabilización del conjunto muelle-amortiguador en el momento que comienza a acelerar el coche en la simulación.

Estas diferencias se contrarrestarán con la configuración inicial que demos a la convergencia antes del evento de aceleración.

Ahora hacemos el mismo análisis en el tren trasero a partir de la gráfica que muestra la convergencia de las ruedas traseras (figura 2.74):

La figura 2.68 representa la variación del ángulo de convergencia frente a la posición del coche en la prueba de aceleración de la competición. El incremento de convergencia es el eje de abscisas y la posición del coche a lo largo del evento el eje “y”, desde 0 metros hasta 75 metros.

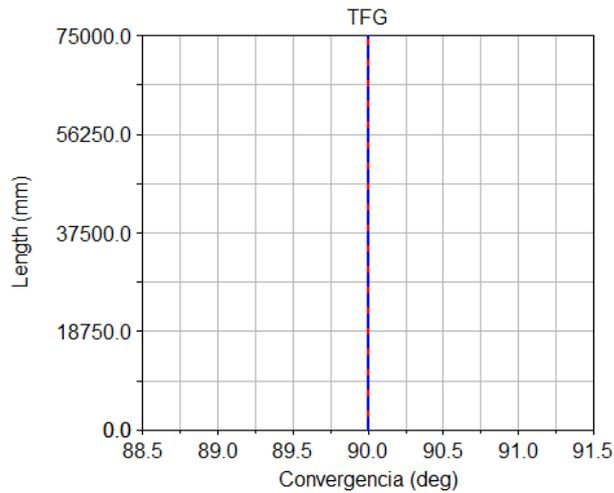


Figura 2.74: Valor del ángulo de convergencia en la prueba de aceleración para las ruedas del eje trasero

Las dos ruedas del tren trasero (curvas roja y azul superpuestas) tienen una variación del ángulo de convergencia durante el evento de aceleración del FASE nulo. Como vemos en la figura, se mantiene desde la posición de salida hasta la de llegada 75 metros después, en un ángulo de 90°.

A continuación se representa la variación cinemática del ángulo de convergencia frente al rebote de la rueda:

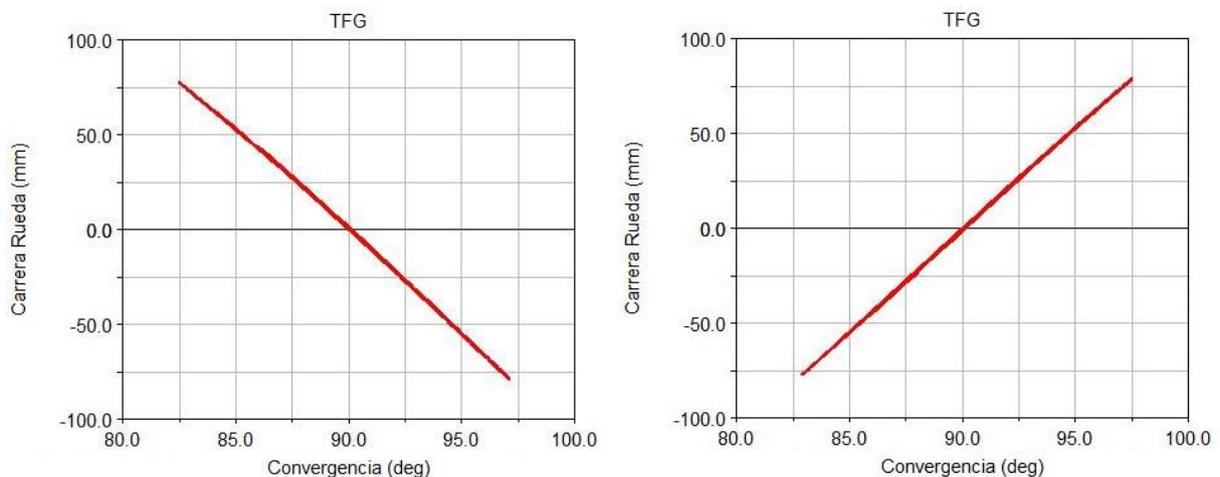


Figura 2.75: Variación de la convergencia para las ruedas del eje delantero en función de la carrera de las ruedas

La curva de la izquierda de la figura es la variación para la rueda derecha del eje delantero y la figura de la derecha es la variación de la convergencia para la rueda izquierda del eje delantero.

La variación de la convergencia respecto al rebote de la rueda en el eje delantero se aproxima a una recta y varía  $10^\circ$  cada 100mm que recorre la rueda. Esta curva sirve para predecir el comportamiento del ángulo de convergencia.

## 2.7. ÁNGULO DE CABECEO

Conocer el ángulo de cabeceo es fundamental en las pruebas de aceleración y frenado. Una disminución de este es sinónimo de una reducción de la transferencia de carga sobre el eje trasero (en aceleración) o sobre el delantero (en deceleración), y las transferencias de carga conllevan a una pérdida de estabilidad y control sobre el vehículo por parte del piloto.

### 2.7.1. Evento: frenado máximo

Se obtendrá una solución en este apartado de la configuración de la geometría de la suspensión para conseguir una disminución del ángulo de cabeceo. Posteriormente con la configuración final solamente se observará en la prueba de aceleración el comportamiento, ya que la geometría final será válida igualmente.

Lo primero que se va a analizar es el ángulo de cabeceo con la configuración actual de los brazos de control, los cuales el polo de rotación de cabeceo está en el infinito en la posición inicial:

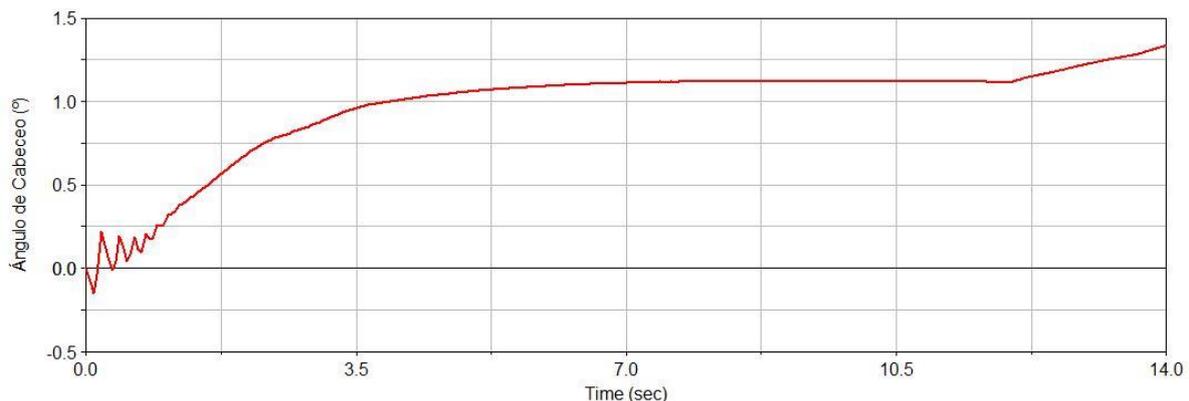


Figura 2.76: Ángulo de cabeceo durante el frenado máximo con la configuración de polos en el infinito

La forma de la curva nos indica que en todo momento el coche tiende a hundirse en la parte delantera a causa del incremento de carga en el eje delantero. A partir del segundo 7 el cabeceo se estabiliza en un valor aproximado de  $1.12^\circ$ . Cuando se aplican los frenos sobre las ruedas en el segundo doce, la curva crece rápidamente aumentando el hundimiento en la parte delantera del vehículo hasta el final de la prueba.

El objetivo en este apartado es buscar una solución que evite este comportamiento del coche, reduciendo la transferencia de carga entre los ejes delantero y trasero.

Lo que se ha buscado para mejorar el comportamiento del cabeceo ha sido acercar el polo de rotación de los brazos de control a la rueda, teniendo en cuenta la posición física de las barras de la estructura del chasis para que se pueda fabricar en su caso un acoplamiento en

el que poder fijar el brazo de control de la suspensión. Visualmente se puede observar en la siguiente figura:

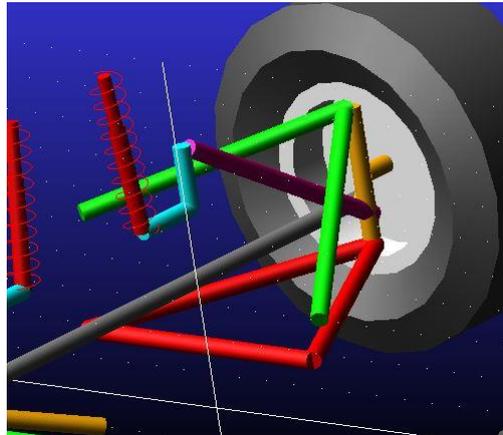


Figura 2.77: Imagen de la configuración final de los brazos de control

Y las coordenadas del brazo de control analizado en el modelo de Adams son:

(-222.5, 50.0, 0.0)

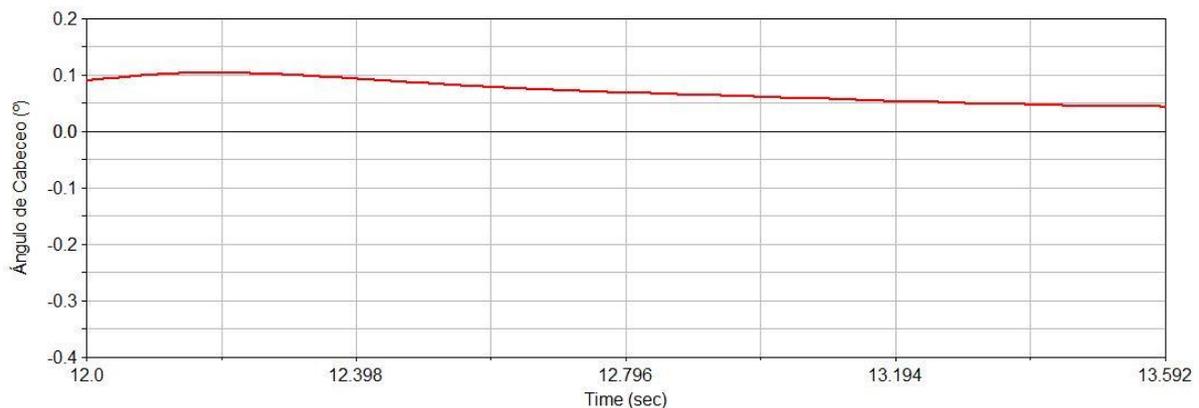


Figura 2.78: Ángulo de cabeceo durante el frenado máximo con la configuración final

En la figura anterior se ha representado la variación del ángulo de cabeceo del vehículo durante el tiempo que se mantiene frenando desde la velocidad máxima alcanzada hasta que queda totalmente parado. Hasta el segundo 12 el coche tiene un ángulo de cabeceo constante de  $0.09^\circ$ . Cuando se aplica la fuerza de frenado en el segundo 12, el ángulo de cabeceo aumenta hasta tomar un máximo de  $0.1031^\circ$ , a partir de aquí la curva disminuye hasta que se alcanza una velocidad nula. Esta disminución de la curva quiere decir que se ha producido un hundimiento en la parte delantera y una elevación en la trasera, con una diferencia en el cabeceo de  $0.0581^\circ$ .

## 2.7.2. Evento: aceleración

Cuando un coche acelera bruscamente sufre una variación en su ángulo de cabeceo debido a la transferencia de carga entre los ejes, la carrocería se eleva en la parte delantera y se hunde en la parte trasera.

La geometría de los brazos de control de la suspensión se ha analizado y configurado en el evento: frenado máximo porque las exigencias de cabeceo son mayores que en aceleración. Por ello a continuación se observará la variación del ángulo de cabeceo durante la prueba de aceleración:

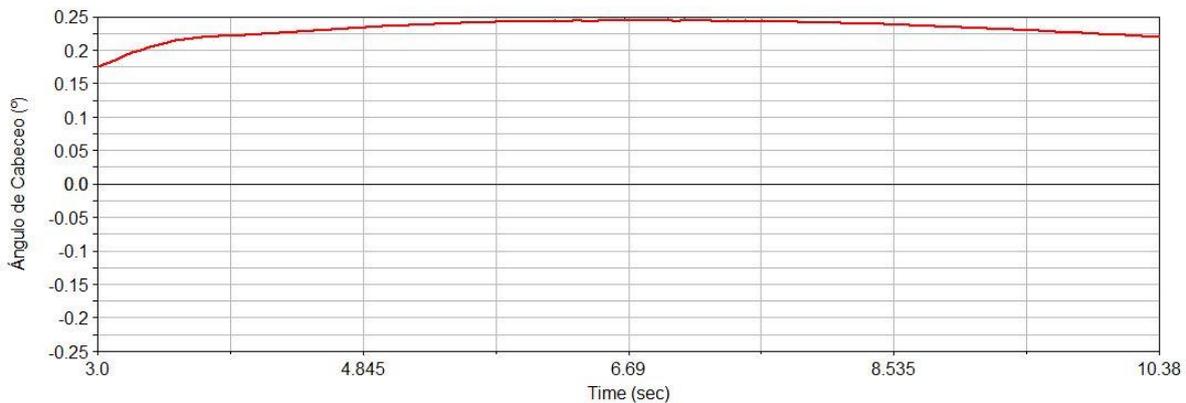


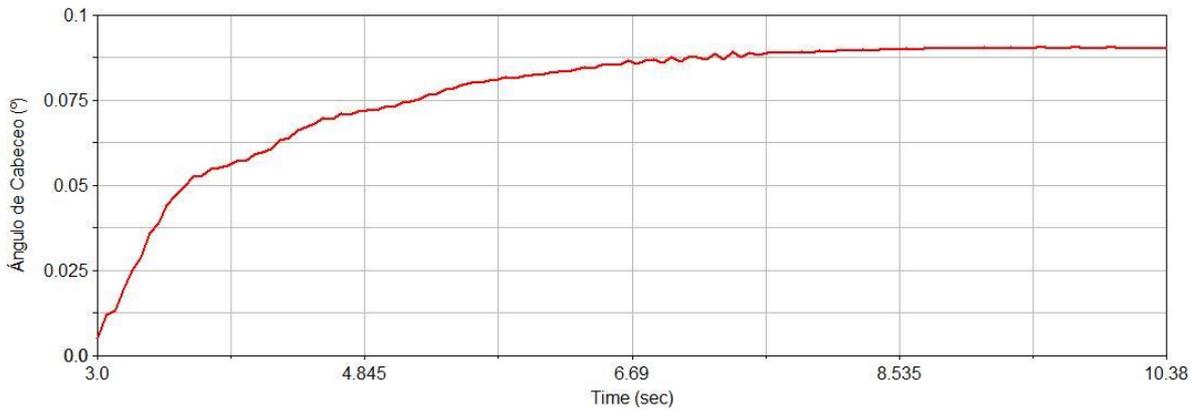
Figura 2.79: Ángulo de cabeceo durante el evento de aceleración con los polos en el infinito

En la figura superior se ha representado la variación del ángulo de cabeceo en función de tiempo de simulación del evento de aceleración. La configuración de la suspensión en esta simulación es aquella que tiene el polo de cabeceo en el infinito, no la configuración final obtenida en el apartado anterior. Analizaremos el cabeceo con esta configuración menos favorable para comparar con la solución final. El vehículo acelera hasta que recorre 75 metros y para ello tarda 7.38 segundos.

Cuando un vehículo acelera, se produce una transferencia de carga hacia el eje trasero. Disminuye la carga sobre el eje delantero para aumentar en el trasero. Esto provoca una variación del ángulo de cabeceo al hundirse la parte trasera de la carrocería y elevarse la parte delantera.

Analizando la curva, el vehículo comienza a acelerar con un ángulo de cabeceo de  $0.175^{\circ}$  aumentando hasta un máximo de  $0.25^{\circ}$ . Después de alcanzar el máximo y mantenerse en él durante unos segundos, tiende a recuperar la orientación inicial coincidiendo con el instante en el que la aceleración tiende a hacerse constante.

En la siguiente figura se ha representado la misma curva de variación del ángulo de cabeceo, pero esta vez con la solución final de geometría de los brazos de control obtenidos en el apartado anterior:



*Figura 2.80: Ángulo de cabeceo durante el evento de aceleración con la configuración final*

En este caso ya el ángulo de cabeceo comienza con un valor inferior y próximo a cero al empezar a acelerar,  $0.0049^\circ$  respecto a los  $0.175^\circ$  del caso inicial.

En esta simulación no se produce en ningún momento una reducción del cabeceo, aumenta hasta tener un valor prácticamente constante. Pero el máximo alcanzado es de solamente  $0.0904^\circ$ , muy por debajo de los  $0.25^\circ$  que tendríamos con una configuración en paralelo (polo de cabeceo en el infinito).

La variación máxima de ángulo de cabeceo en el primer caso analizado es de  $0.075^\circ$ . Y en el segundo caso de  $0.0855^\circ$ . En la configuración final se cabecea  $0.0105^\circ$  más, pero con un valor máximo alcanzado de  $0.1596^\circ$  por debajo.

## **2.8. ÁNGULO DE BALANCEO**

El ángulo de balanceo de la carrocería del coche es el parámetro más importante a conocer y controlar en el evento del skid-pad, prueba en la cual el coche toma una curva cerrada a la máxima velocidad posible.

El objetivo en este apartado es analizar la tendencia del ángulo de balanceo que se produce con la configuración actual de los brazos de control de la suspensión.

Con la configuración actual, se tiene un ángulo de balanceo de:

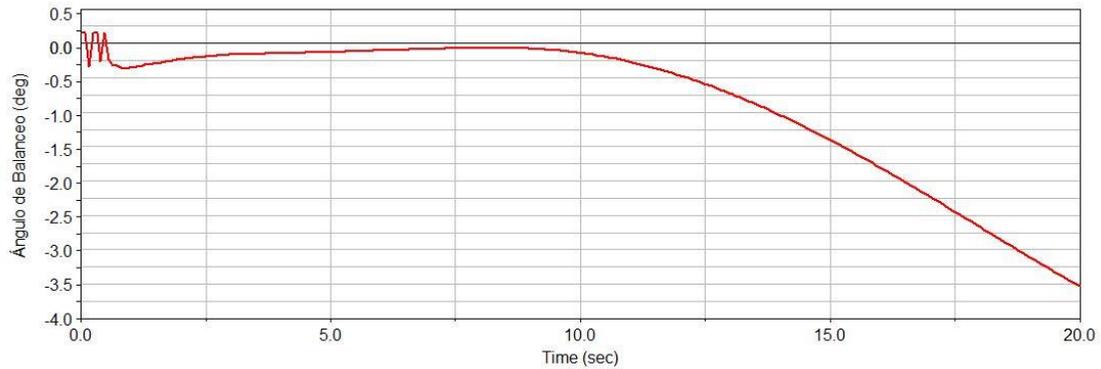


Figura 2.81: Ángulo de balanceo en el evento de skid-pad

La curva se mantiene prácticamente constante hasta que comienza a crecer rápidamente en el momento en el que el par motor se mantiene fijo en 130 N·m. En todo el tiempo en el que el par motor de simulación está acelerando, el ángulo de balanceo no sufre grandes cambios.

Esta curva nos da idea de cuál es la tendencia de la carrocería a balancear durante el paso por curva a gran velocidad.

El ángulo de balanceo se puede reducir principalmente de dos maneras:

- Acercando el centro de gravedad al eje de balanceo o viceversa. El centro de gravedad es un parámetro fijo y no modificable, y que depende de las masas y posiciones del resto de componentes del vehículo. Al mismo tiempo, el eje de balanceo se ha calculado con unos centros de balanceo tales que reduzcan al máximo posible las variaciones de los ancho de vía durante la carrera de las ruedas.
- Modificando la rigidez de los muelles de la suspensión.

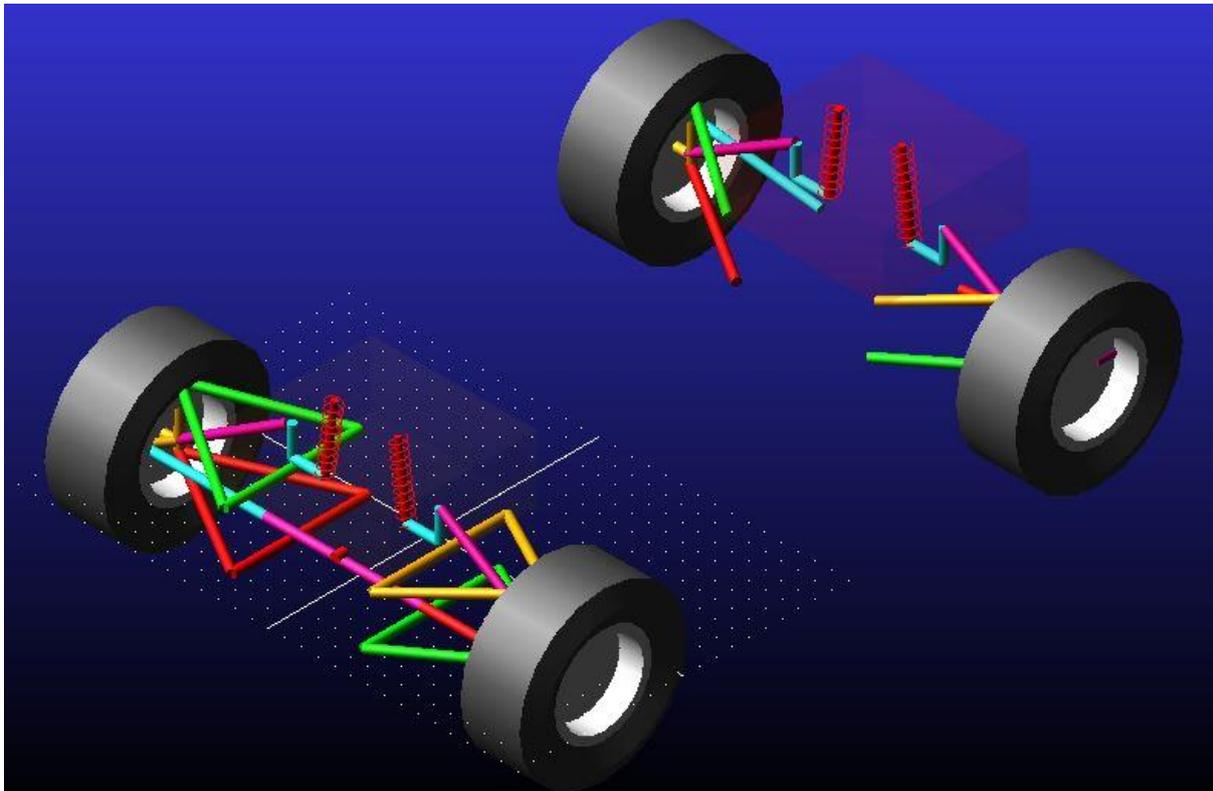
En el apartado [2.4. CENTRO Y EJE DE BALANCEO](#) se configuran los centros de balanceo y en consecuencia el eje de balanceo mediante la geometría de los brazos de control de la suspensión.

En el apartado [3. ESTUDIO DINÁMICO](#) se corregirá parte del balanceo, modificando la rigidez de los muelles de la suspensión.

### 3. ESTUDIO DINÁMICO

En este capítulo se calcularán los valores que deben tener las constantes de rigidez y de amortiguación de los sistemas de suspensión trasero y delantero. Nos basaremos en la teoría explicada en el apartado [4.6. DINÁMICA DEL VEHÍCULO](#) para realizar los cálculos en el amortiguador. Para obtener la rigidez de los muelles, recurriremos al modelo de Adams/View y a sus herramientas de medición.

Se ha creado un nuevo modelo en Adams/View con el que se calcularán los valores de los amortiguadores y muelles del sistema de suspensión delantero y trasero. El modelo se ha dividido en chasis delantero y chasis trasero para hacer así cada estudio individualmente porque los valores serán distintos para cada eje. Esta simulación se ha explicado en el apartado [SIMULACIONES. Simulación estática](#).



*Figura 2.82: Modelo del coche para el cálculo de los amortiguadores y muelles*

La altura de los muelles está definida por la posición de los balancines y se ha optado por colocar la parte superior en la barra más próxima del chasis donde se puede unir mediante una junta.

La altura del conjunto muelle amortiguador es de 215 mm.

Para calcular la constante “k” del muelle, se realiza un *design of experiments* en el que se observa la gráfica de la variación en altura del centro de gravedad del chasis delantero y trasero a lo largo del tiempo. En esta gráfica se medirá en cada simulación el periodo, teniendo que estar comprendido entre 0.5 segundos y 1 segundo, que es lo mismo que una frecuencia de oscilación de entre  $2 \text{ s}^{-1}$  y  $1 \text{ s}^{-1}$ . Las variables de diseño en este caso son: RIGIDEZ, X\_Balancin, Y\_Balancin, Longitud\_Precarga y Precarga, para el eje delantero. Para el eje trasero las variables de diseño son: RIGIDEZ\_DETRAS, X\_Balancin\_Atras, Y\_Balancin\_Atras y Longitud\_Precarga\_Atras.

- Con la rigidez de los muelles, y las dimensiones “x” e “y” de los balancines se controla el periodo de oscilación del chasis del coche.
- Mediante la longitud de la precarga y la propia precarga fijamos la distancia de la carrera del muelle.

Los resultados obtenidos son:

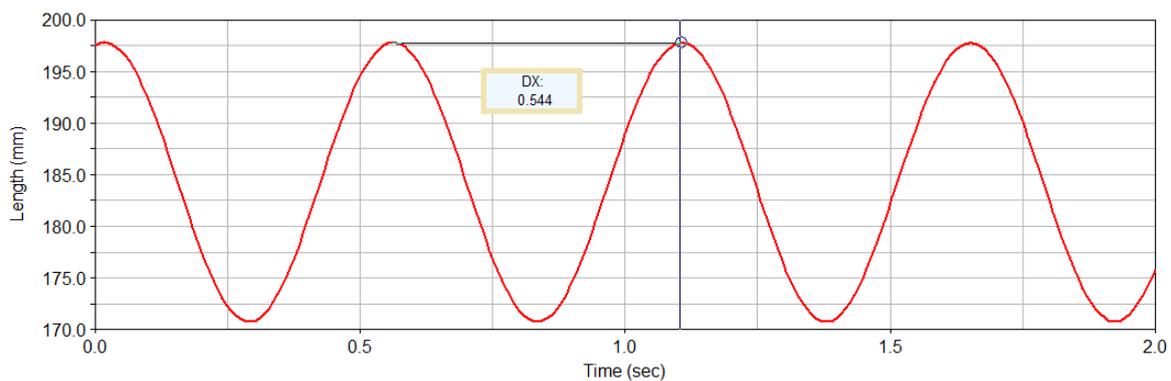


Figura 2.83: Periodo de oscilación del cm del chasis delantero con amortiguación nula

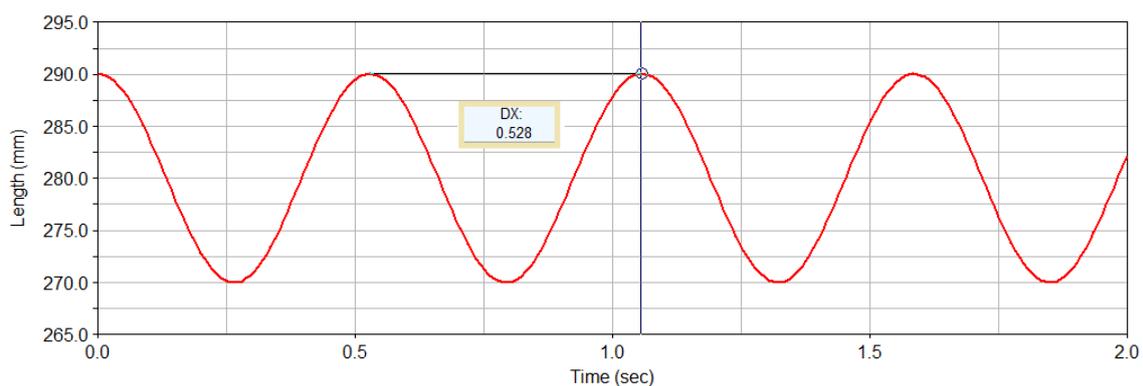


Figura 2.84: Periodo de oscilación del cm perteneciente al chasis trasero sin amortiguación

Con unos valores de las variables de diseño recogidos en la tabla siguiente:

RIGIDEZ	15 N/mm
RIGIDEZ_DETRAS	21 N/mm
Longitud_Precarga	175 mm
Longitud_Precarga_Detras	185 mm
Precarga	-500 N
X_Balancin	100 mm
X_Balancin_Atras	100 mm
Y_Balancin	90 mm
Y_Balancin_Atras	90 mm

Tabla 24

Para el eje delantero se ha conseguido un periodo de oscilación de 0.544 segundos (frecuencia de 1.8382 segundos<sup>-1</sup>) y una amplitud máxima de 27.0209mm. Mientras que en el eje trasero se tiene un periodo de oscilación de 0.528 segundos y una amplitud máxima de 20.067mm.

Después de calcular la rigidez de los muelles de los ejes delantero y trasero, se calcula la amortiguación. Para este cálculo nos apoyamos en el apartado [4.6. DINÁMICA DEL VEHÍCULO](#), en el que se detalla el cálculo de la constante de amortiguación.

$$c = 40\% \cdot (2 \cdot \sqrt{k \cdot m})$$

Siendo:

40%: relación entre la constante de amortiguación y la amortiguación crítica para vehículos de competición (Tabla 2, página 40).

k: rigidez del sistema.

m: masa del sistema.

Resultados:

	Eje Delantero	Eje Trasero
Constante amortiguación "c" (N·s/mm)	60	71

Tabla 25

Damos estos valores de amortiguación a nuestro modelo, y obtenemos las gráficas de posición del centro de gravedad de cada chasis (trasero y delantero):

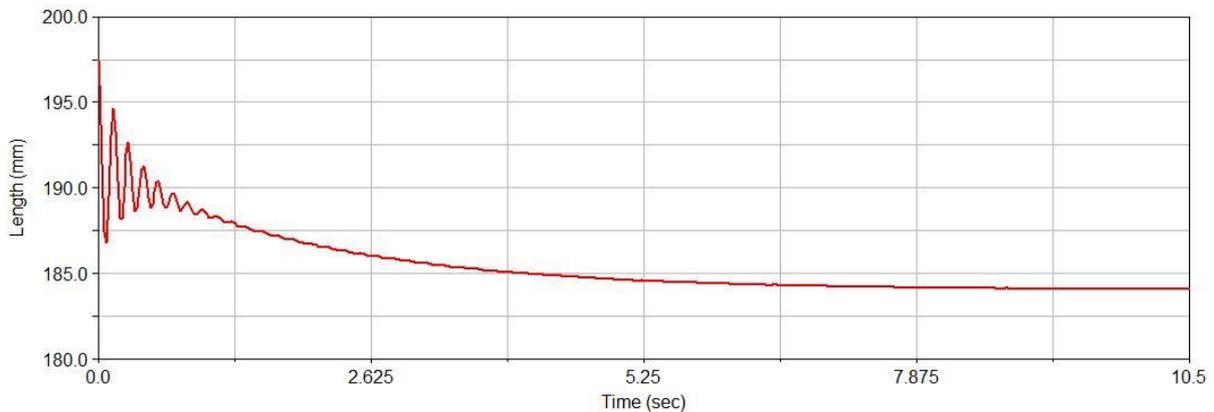


Figura 2.85: Gráfica posición cm del chasis delantero

La posición final del centro de gravedad del chasis en su parte delantera respecto del suelo con la configuración de amortiguadores calculada es de:

Posición final del cm delantero (respecto del suelo) = 251.05 mm

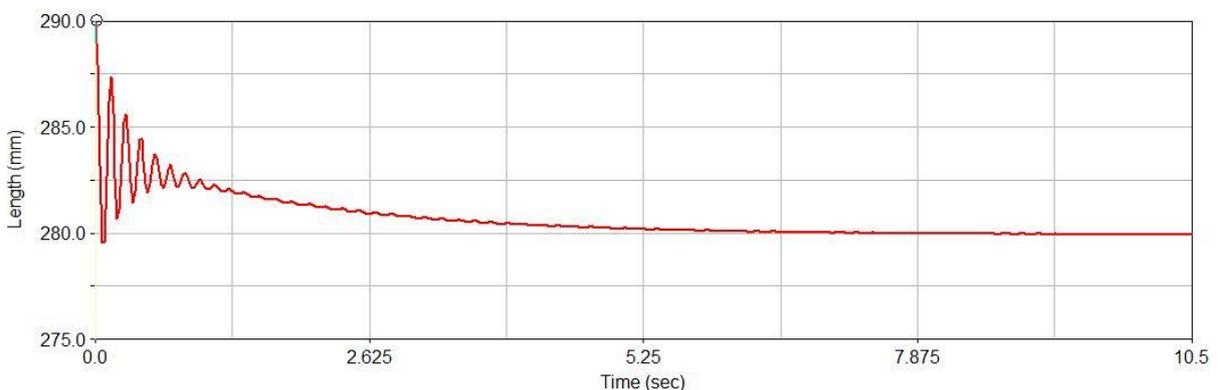


Figura 2.86: Representación posición cm del chasis trasero

Haciendo el mismo análisis para la parte trasera del coche:

Posición final del cm trasero = 346.93 mm

Ahora que ya sabemos cómo se comportan individualmente los sistemas de suspensión delantero y trasero, hacemos el análisis conjunto en el modelo del coche completo. Para ello, trasladamos los valores obtenidos de las variables de diseño en el estudio individual de cada eje en el modelo completo, para posteriormente averiguar el comportamiento del centro de gravedad del coche.

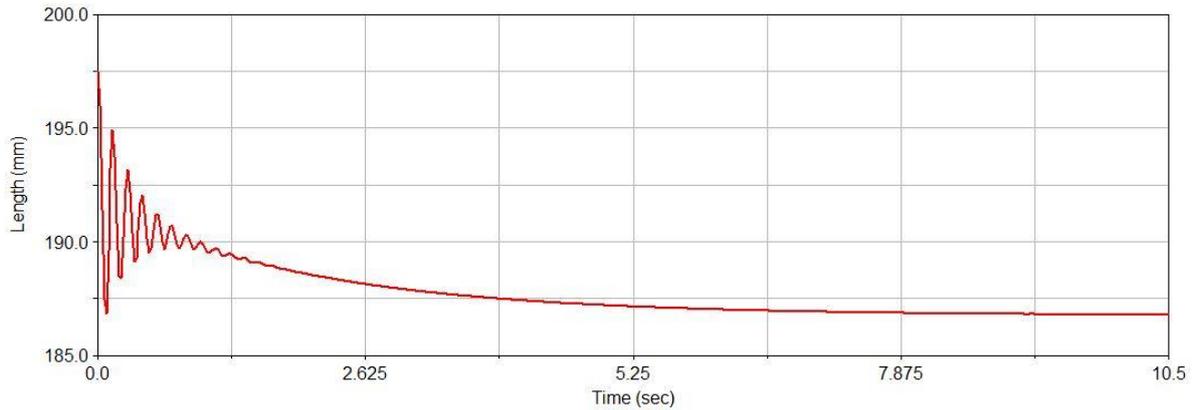


Figura 2.87: Variación de la posición del centro de gravedad del coche cuando se deja caer

La figura 2.87 muestra la variación de la posición del cm del chasis en el modelo del coche completo cuando parte de la posición de diseño. La función tiene un valor en régimen estacionario de 186.7775mm (respecto del origen de coordenadas del modelo). Esto hace que el centro de gravedad del coche tenga una altura total respecto del suelo de:

Altura del centro de gravedad del chasis = 251.7775 mm

### 3.1. ÁNGULO DE BALANCEO

En este apartado se analizará la influencia de la rigidez del sistema de suspensión en el ángulo de balanceo de la carrocería del coche durante el evento skid-pad.

La curva que representa el ángulo de balanceo con la rigidez calculada es:

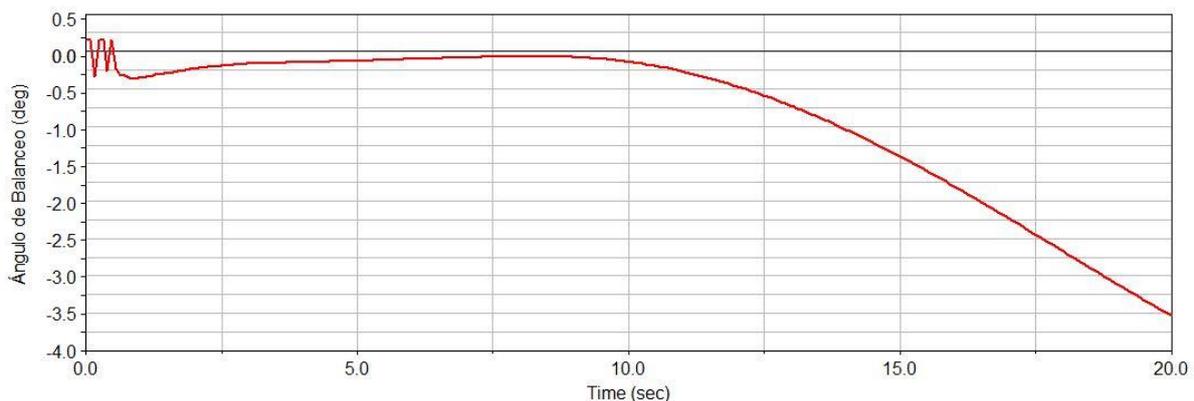


Figura 2.88: Ángulo de balanceo durante el evento de skid-pad

Si aumentamos la rigidez a 20 N/mm, acortamos la diferencia de rigidez entre ambos ejes. De esta manera el coche gana en adherencia durante la curva aunque por el contrario se hace más sobrevirador. Como se ve en la siguiente figura, haciendo esta modificación se

reduce ligeramente el ángulo de balanceo y la carrocería sigue estando entre unos valores válidos de frecuencia de oscilación.

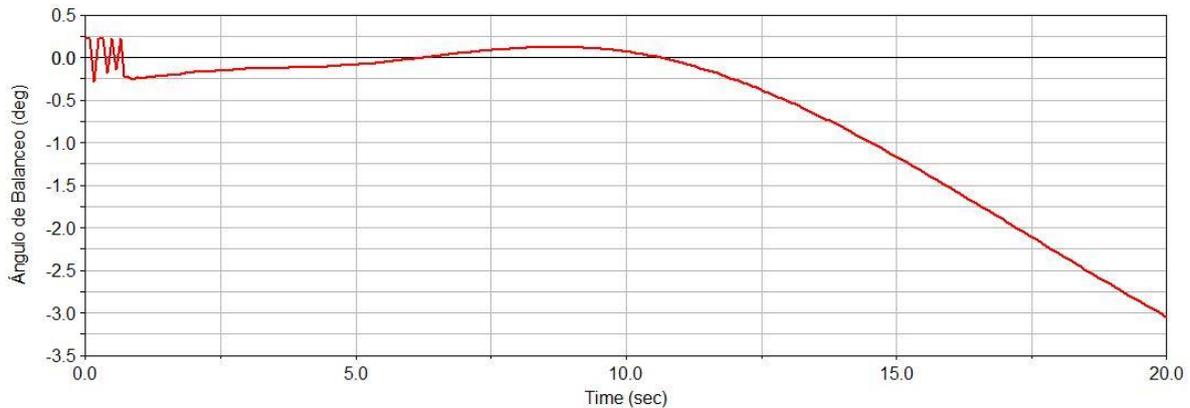


Figura 2.89: Ángulo de balanceo

Comparando esta curva con la anterior, en el segundo 20 de simulación el ángulo de balanceo con una constante de rigidez de 15 N/mm es de  $3.5^\circ$  mientras que con una rigidez de 20 N/mm el ángulo de balanceo en el mismo instante es de  $3.0^\circ$ .

En conclusión, aumentando la rigidez de los muelles del eje delantero se ha conseguido reducir en  $0.5^\circ$  el ángulo de balanceo en el instante de estudio, sin que se vea comprometida la salud del piloto al variar la frecuencia de oscilación de la carrocería. Además con este cambio se ha mejorado la adherencia del coche en curva al acercar el valor de la rigidez del eje delantero al valor del eje trasero.

### 3.2. ÁNGULO DE CABECEO

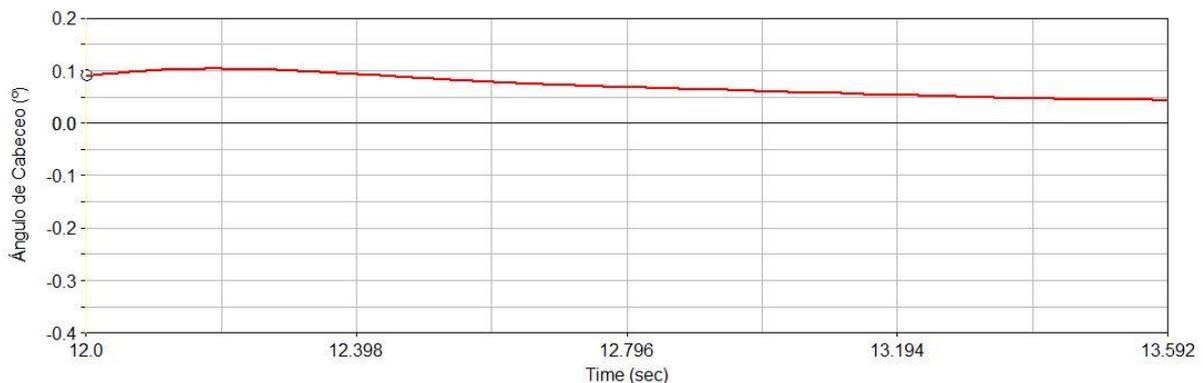


Figura 2.90: Ángulo de cabeceo durante prueba de frenado

Los cambios en el ángulo de cabeceo durante la prueba de frenado máximo son mínimos debido a esta modificación de la constante de rigidez de los muelles. La curva mantiene la misma forma, siendo el valor máximo alcanzado de cabeceo de  $0.103^\circ$ . El valor al inicio de la frenada es de  $0.0894^\circ$  y la diferencia máxima de cabeceo durante todo el frenado de  $0.0597^\circ$ .

Comparando con el anterior valor de rigidez, el ángulo al inicio de la frenada y el valor máximo de cabeceo se han reducido en  $0.0006^\circ$  y  $0.0001^\circ$  respectivamente. La diferencia máxima de cabeceo durante el frenado ha aumentado en  $0.0016^\circ$ . Por eso hay que destacar que los cambios producidos en el cabeceo son mínimos.

En la prueba de aceleración no se producen cambios en el ángulo de cabeceo.

Con estos análisis se puede concluir que la rigidez del muelle tiene una influencia mínima sobre al cabeceo del coche, a diferencia de la geometría de los brazos de control de la suspensión que son los que controlan este movimiento cabeceo de la carrocería.

# **PLIEGO DE CONDICIONES**

# 1. SÓLIDO RÍGIDO

Los cuerpos (bodies) que definen el modelo tienen masa, inercia y se pueden mover en el espacio. Las fuerzas y uniones (joints) creadas y aplicadas en el modelo para poder reproducir las distintas simulaciones representadas actúan sobre los cuerpos creados.

En Adams/View cabe la posibilidad de crear tres tipos diferentes de cuerpos: rígidos, flexibles y masas puntuales. En el modelo objeto del proyecto se ha recurrido al empleo de sólidos rígidos.

El uso del sólido rígido como aproximación al comportamiento de un cuerpo real es útil en la modelización de partes que sufran pequeñas deformaciones internas. Adams considera al sólido rígido como una distribución de masa rígidamente unida a una estructura rígida. A veces se estima como una distribución continua de masa rígida, mientras que en otras ocasiones se estima como una distribución de muchas masas discretas unidas rígidamente.

En el modelo se emplean sólidos rígidos y no flexibles porque las deformaciones que puedan sufrir las distintas partes que forman la suspensión no deben afectar al comportamiento final del modelo. Siempre se buscará que las piezas finales utilizadas en la construcción del modelo sufran las menores deformaciones posibles. También, el uso de sólidos rígidos en la construcción de los modelos de los sistemas de suspensión y dirección facilita los cálculos del software acortando los tiempos de simulación y manteniendo unos resultados finales fiables.

## 1.1. MASAS E INERCIAS

Las masas aplicadas a cada cuerpo del modelo son una estimación del valor real teniendo en cuenta:

- Las dimensiones calculadas.
- El material empleado.

En la siguiente tabla se muestran las masas de los componentes que forman el conjunto:

Nº Unidades	Componente	Material	Masa / unidad	Masa Total
1	Chasis	Acero	300 kg	300 kg
8	Brazos de control	Acero	0.5 kg	4.0 kg
4	Tirantes	Acero	0.2 kg	0.8 kg
4	Balancines	Aluminio	0.15 kg	0.6 kg

4	Manguetas	Acero	1.2 kg	4.8 kg
4	Bieletas	Aluminio	0.2 kg	0.8 kg
1	Piñón y cremallera	Aluminio	0.3 kg	0.3 kg

Tabla 26

Las masas de los cuerpos que forman el diferencial y que transmiten la potencia hasta las ruedas se han fijado en 0 kg, porque la única utilidad que buscamos en ellos es la de dar movimiento al modelo sin que influyen en el comportamiento del sistema de suspensión.

El chasis solo no pesa 300 kg, en la masa se han incluido las masas del resto de componentes que formarían el coche completo. Esta masa es la que se ha empleado en todos los cálculos.

A continuación se detalla el tensor de inercia (en kg·mm<sup>2</sup>) que caracteriza la inercia rotacional de cada elemento, adjuntando una imagen con la posición del centro de gravedad y la orientación de los ejes:

Chasis		
1,339E+008		
40276,285	1,327E+008	
5630,840	1423026,875	2,576E+007

Tabla 27: Tensor de inercia del chasis

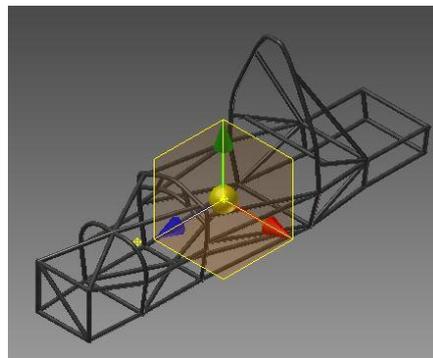


Figura 1.1: Representación del centro de gravedad del chasis

Mangueta		
3330,076		
159,648	982,958	
-92,759	502,375	3216,673

Tabla 28: Tensor de inercia de la mangueta

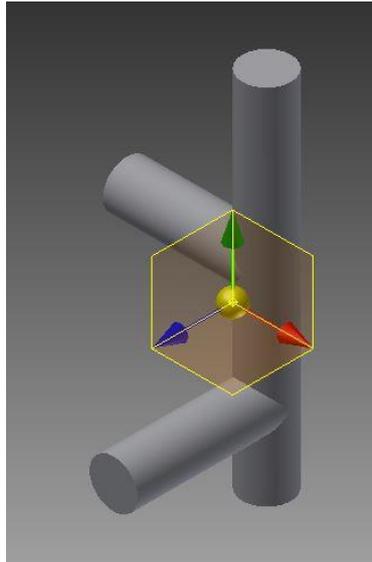


Figura 1.2: Representación del centro de gravedad de la mangueta

Brazo de control		
7227,523		
0	12644,483	
0	0	5456,022

Tabla 29: Tensor de inercia del brazo de control

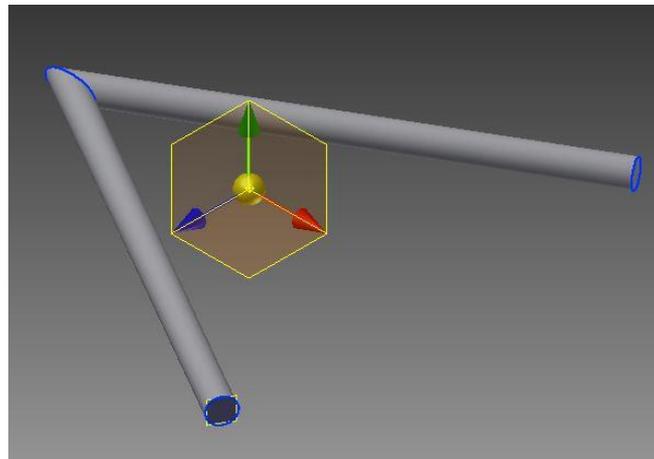


Figura 1.3: Representación del centro de gravedad del brazo de control

<b>Tirante</b>		
15,625		
0	2625,506	
0	0	2625,506

Tabla 30: Tensor de inercia del tirante

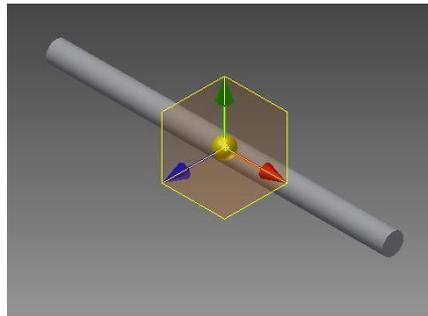


Figura 1.4: Representación del centro de gravedad del tirante

<b>Balancín</b>		
131,590		
89,678	206,633	
0	0	326,503

Tabla 31: Tensor de inercia del balancín

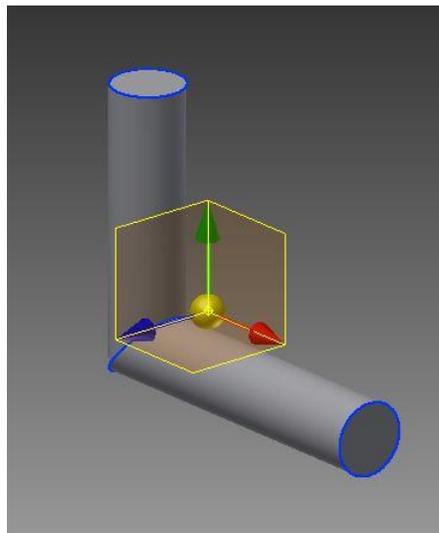


Figura 1.5: Representación del centro de gravedad del balancín

<b>Bieleta</b>		
15,625		
0	2351,562	
0	0	2351,562

Tabla 32: Tensor de inercia de la bieleta

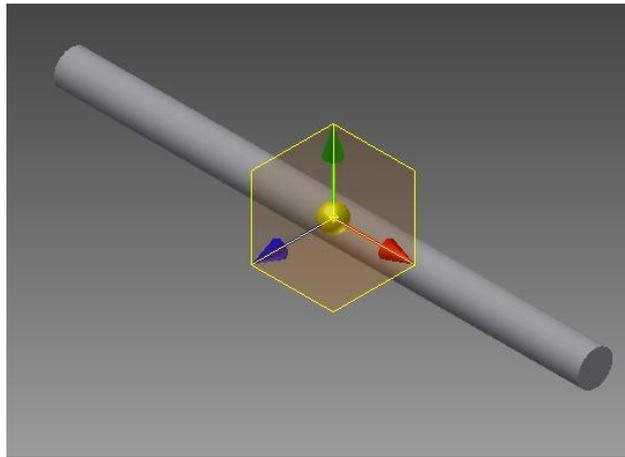


Figura 1.6: Representación del centro de gravedad de la bieleta

<b>Cremallera</b>		
23,437		
0	5562,455	
0	0	5562,455

Tabla 33: Tensor de inercia de la cremallera

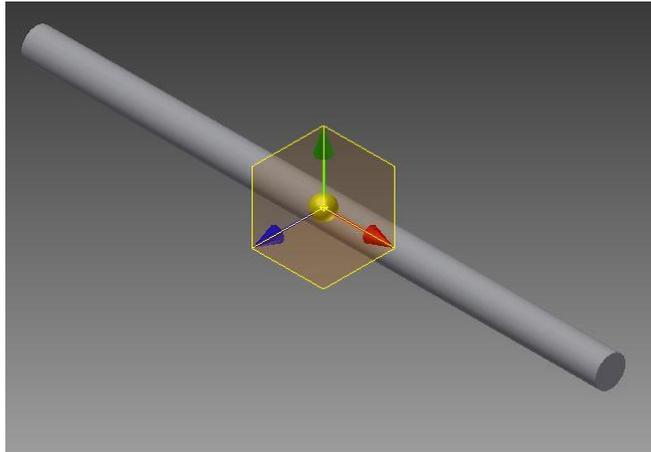


Figura 1.7: Representación del centro de gravedad de la cremallera

## 2. UNIONES / JOINTS

Las uniones, o joint en inglés, son ideales en Adams. Esto quiere decir que no presentan holguras, y que funcionan sin pérdidas de rozamiento. En otras palabras, las restricciones de tipo rotacional solo tendrán 1 g.d.l, las de tipo cilíndrico solo 2 g.d.l y las de tipo esférico 3 g.d.l. En la realidad estas uniones pueden presentar holguras por desgaste o por funcionalidad, dando lugar a más grados de libertad.

Las juntas que unen los brazos de control con el chasis están representadas en Adams mediante joints de tipo rotacional (restringe 5 g.d.l), cilíndrico (restringe 4 g.d.l) y esférico (restringe 3 g.d.l). De esta manera se consigue que los brazos de control se comporten como lo haría en la realidad y sin que existan restricciones redundantes. En la construcción real de los brazos de control hay dos tipos de uniones para fijar el movimiento entre estos y el chasis:



Figura 2.1: Tipos de joints a utilizar en la unión de los elementos

En ambos casos la unión es como una joint de tipo esférico limitado, es decir, el giro rotacional es libre y puede rotar en las otras dos direcciones hasta un valor límite. Como ocurre en las uniones esféricas, no existe movimiento traslacional.

En la unión de la izquierda denominada “flex joint” la rotación limitada se produce por que físicamente se ha construido como una esfera en el interior y con unos topes físicos que acortan su movimiento.

La unión de la derecha de la imagen llamada “rod end” la rotación esférica se produce por las holguras existentes entre el hueco de la propia joint y el tornillo o varilla que se aloja en su interior para unir las distintas partes.

Como vemos en la imagen, las joints son piezas hechas de algún material y con masa. La idealización de estas en Adams incluye que no tienen propiedades mecánicas y que sirven únicamente para fijar el movimiento entre dos cuerpos.

En algunos casos, como la unión del balancín con el resto de partes, la restricción se realiza a través de tornillos.

### 3. NEUMÁTICOS

#### 3.1. FÓRMULA MÁGICA DE PACEJKA

El comportamiento de los neumáticos en la simulación está basado en una ecuación denominada “Fórmula Mágica de Pacejka”. Esta fórmula está formada por una serie de curvas que representan las fuerzas generadas por el neumático durante su funcionamiento.

Cuando se gira la rueda y se tiene un ángulo de deslizamiento, esto se introduce en la fórmula mágica y se obtienen las fuerzas laterales. Cuando se acelera el coche y la rueda comienza a girar se tiene una diferente relación de velocidad entre la rueda y el asfalto, produciéndose las fuerzas longitudinales.

Las curvas resultantes (outputs) de la fórmula mágica son las fuerzas en los neumáticos (lateral y longitudinal) y los momentos producidos (de vuelco, de resistencia a la rodadura y autoalineante). Los parámetros iniciales con los que funciona la fórmula (inputs) son:

- Ángulo de deslizamiento: diferencia en la dirección de desplazamiento de la rueda y la dirección de la velocidad. 0 significa que el neumático va en línea recta (sin deslizamiento).
- Relación de deslizamiento: es la relación de la velocidad de giro de las ruedas entre la lineal. Un valor de -1 significa que las ruedas están bloqueadas al frenar; una relación de 0 quiere decir que no hay deslizamiento y hay una rodadura perfecta.

$$Slip Ratio = \left( \frac{\Omega R_C}{V} - 1 \right)$$

- Ángulo de caída (Camber).
- Carga: valor de la fuerza vertical y descendente que presiona la rueda contra la carretera. El valor típico es ¼ del peso del vehículo para cada rueda.

Las curvas de Pacejka suelen tener una forma similar a la de la siguiente figura:

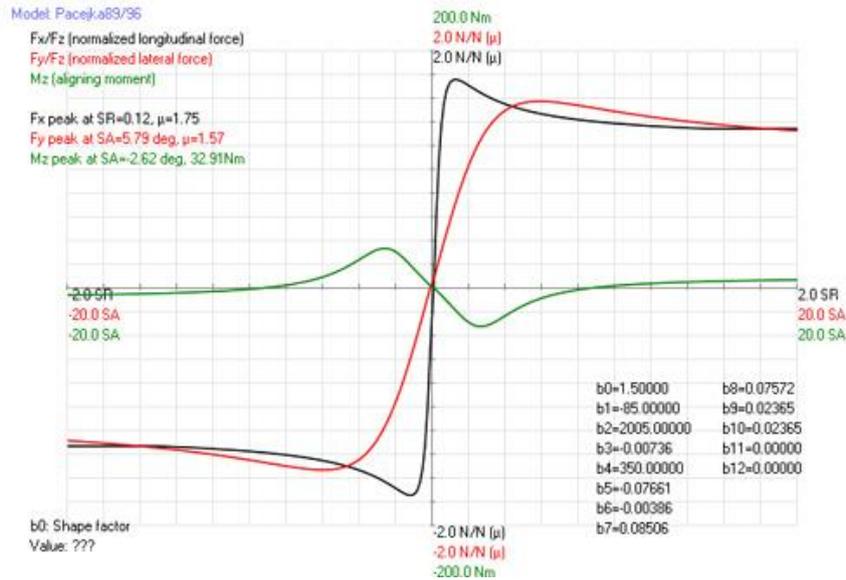


Figura 3.2: Curvas resultado de la fórmula mágica de Pacejka

La curva de color negro representa la fuerza longitudinal que aparece como resultado de la relación de deslizamiento, la curva de color rojo es la fuerza lateral y la curva de color verde es el momento autoalineante.

La fórmula mágica general, con la que se obtienen estos resultados es:

$$R(k) = d \cdot \sin \{ c \cdot \arctan [ b \cdot (1-e) \cdot k + e \cdot \arctan (b \cdot k) ] \}$$

Donde a, b, c y e son constantes que representan los inputs antes explicados.

### 3.2. ADAMS/VIEW

En Adams el neumático se comporta con los valores de la fórmula de Pacejka pero, las propiedades de los neumáticos se expresan en un archivo externo a Adams de tipo “.tir”. Este tipo de archivo se puede abrir y modificar a través del bloc de notas. En él se modificarán las dimensiones del neumático empleado así como algunas de las propiedades que en las simulaciones realizadas en Adams/View hayan podido dar problemas de tolerancia como el rango de deslizamiento o de camber.

El archivo que define el neumático empleado en el modelo y que se guía por la fórmula mágica de Pacejka se muestra en el [anexo 2](#).

# **PRESUPUESTO**

# 1. DESCRIPCION DEL PRESUPUESTO

El presupuesto explicado a continuación reúne las distintas partidas que forman el coste total del diseño cinemático y dinámico del sistema de suspensión.

En el proyecto que tenemos por objeto no se ha calculado ni una obra ni un producto en el que podamos calcular directamente un coste de fabricación. El coste de este proyecto tiene que ver principalmente con el coste de realizar un diseño y un análisis, cinemático y dinámico, del sistema de suspensión de un monoplaza de carreras, siendo los únicos componentes totalmente calculados u obtenidos: ruedas, llanta, amortiguadores y muelles. Aun así, para poder realizar un presupuesto orientativo, se estimarán unas dimensiones de las piezas no calculadas con valores reales, y calcular de esta manera un volumen de material con el que poder realizar el presupuesto.

El presupuesto se dividirá en distintas partidas de cuya suma resultará el coste total del proyecto:

- Coste de los componentes oficiales.
- Coste de la materia prima.
- Coste de los componentes fabricados.
- Coste de la mano de obra.
- Coste de amortización.
- Coste Total.

La organización de la fórmula Student proporciona unas tablas con los precios de los distintos materiales, componentes y procesos de fabricación que se suelen emplear en el diseño y fabricación de los vehículos. Nos basaremos en estas tablas para la elaboración del presupuesto.

## 2. COSTES DE LOS COMPONENTES OFICIALES

A continuación se muestran los costes de los componentes calculados, y que se han adquirido a través de proveedores oficiales de la competición.

Nº Unidades	Designación	Precio / Unidad	Precio Subtotal
4	Amortiguador, Koni 3012	250,00 €	1000,00 €
4	Muelle de suspensión	25,00 €	100,00 €
4	Neumáticos de seco, Hoosier	85,00 €	340,00 €
4	Neumáticos de lluvia, Hoosier	100,00 €	400,00 €
4	Llantas, OZ, Aluminio	80,00 €	320,00 €
1	Piñón y cremallera de dirección, kaz technologies	587,00 €	587,00 €
		<b>Total</b>	<b>2747,00 €</b>

Tabla 34: Presupuesto de los componentes comprados a marcas oficiales

El coste de los componentes calculados asciende a dos mil setecientos cuarenta y siete euros.

## 3. COSTES DE LA MATERIA PRIMA

En esta hoja del presupuesto se incluyen los costes de las masas de las materias primas que se van a utilizar:

Materia Prima	Cantidad (kg)	Precio (€) / Kg	Precio subtotal
Acero	9,60	2,25	21,60 €
Aluminio	1,70	4,20	7,14 €
		<b>Total</b>	<b>28,74 €</b>

Tabla 35: Estimación del presupuesto de la materia prima empleada

El coste de la materia prima asciende a veintiocho con setenta y cuatro euros.

## 4. COSTES DE LOS COMPONENTES FABRICADOS

Cantidad	Designación	Proceso	Precio	Unidades	Precio / Ud	Precio Subtotal
8	Brazos de control	Corte	0,35 €/corte	2 cortes	0,70 €	5,60 €
4	Tirantes	Corte	0,35 €/corte	2 cortes	0,70 €	2,80 €
4	Balancines	Corte laser	0,01 €/cm	770 cm	7,70 €	30,80 €
4	Manguetas	Fundición en arena	3,00 €/kg	1,20 kg	3,60 €	14,40 €
4	Bieletas	Corte	0,35 €/corte	2 cortes	0,70 €	2,80 €
					<b>Total</b>	<b>56,40 €</b>

*Tabla 36: Presupuesto de los componentes fabricados por encargo*

El coste de los componentes fabricados asciende a cincuenta y seis con cuarenta euros.

Firmado

Joaquín Maza Rey

## 5. MANO DE OBRA DIRECTA

A continuación se especifican las actividades resultantes del diseño del sistema de suspensión y dirección:

Designación	Horas Trabajo	Precio / hora	Precio Subtotal
Configuración suspensión independiente	10	35,00 €	350,00 €
Equilibrado ruedas	1	16,00 €	16,00 €
Soldado brazos control	3	20,00 €	60,00 €
		<b>Total</b>	<b>426,00 €</b>

*Tabla 37: Costes de la mano de obra directa*

El coste de la mano de obra directa asciende a cuatrocientos veintiséis euros.

Firmado

Joaquín Maza Rey

## **6. MANO DE OBRA INDIRECTA**

El coste de la mano de obra indirecta se va a considerar un 10% del coste de la mano de obra directa:

El coste de la mano de obra indirecta asciende a cuarenta y dos con sesenta euros.

Firmado

Joaquín Maza Rey

## 7. GASTOS GENERALES

Estos gastos son aquellos que se producen por el mero hecho de tener una actividad en funcionamiento. Algunos ejemplos serian costes de electricidad, limpieza, alquiler o material de oficina empleado durante el periodo que dura la realización del proyecto.

Estos gastos generales se consideran aproximadamente de un 13% sobre los costes de ejecución material, que es la suma de todos los anteriores:

<b>Partida</b>	<b>Coste</b>
Costes de los componentes oficiales	2747,00 €
Costes de la materia prima	28,74 €
Costes de los componentes fabricados	56,40 €
Costes de la mano de obra directa	426,00 €
Costes de la mano de obra indirecta	42,60 €
<b>Total</b>	<b>3300,74 €</b>
Gastos Generales (13%)	429,10 €

*Tabla 38: Costes de los gastos generales*

Los costes correspondientes a los gastos generales ascienden a cuatrocientos veintinueve con diez euros.

Firmado

Joaquín Maza Rey

## **8. BENEFICIO**

El beneficio obtenido de la realización del proyecto se fija en un 8% sobre los costes obtenidos anteriormente, sin incluir los gastos generales.

El beneficio asciende a doscientos sesenta y cuatro con seis euros.

Firmado

Joaquín Maza Rey

## 9. COSTE TOTAL DEL PROYECTO

El coste total del proyecto será la suma de todos los costes anteriormente calculados más el porcentaje correspondiente de IVA, que se aplica a la suma de todos los costes anteriores:

<b>Partida</b>	<b>Coste</b>
Costes de los componentes oficiales	2747,00 €
Costes de la materia prima	28,74 €
Costes de los componentes fabricados	56,40 €
Costes de la mano de obra directa	426,00 €
Costes de la mano de obra indirecta	42,60 €
Gastos Generales	429,10 €
Beneficio	264,06 €
21 % de IVA	838,72 €
<b>Total</b>	<b>4833,62 €</b>

*Tabla 39: Estimación de los costes del total del proyecto*

El presupuesto total del proyecto asciende a cuatro mil ochocientos treinta y tres con sesenta y dos euros.

Firmado

Joaquín Maza Rey

# **ANEXOS**

# 1. DATOS PRUEBA FRENADO MÁXIMO

A continuación se enumeran valores de:

- velocidad máxima antes del frenado
- distancia recorrida durante el frenado
- fuerza G sufrida

Estos valores son de varios equipos que participan en la competición de la Formula Student, obtenidos de una de las pruebas anuales que organiza la competición.

- BA Racing:
  - Velocidad máxima: 82.2 km/h, paro después de 14.8 m; Fuerza: 1.795g
  - Velocidad máxima: 98.9 km/h, paro después de 23.9 m; Fuerza: 1.609g
- LU Motorsport:
  - Velocidad máxima: 91.83 km/h, paro después de 20.4 m; Fuerza: 1.626g
  - Velocidad máxima: 96.77 km/h, paro después de 24.97 m; Fuerza: 1.475g
- Hawks Racing:
  - Velocidad máxima: 56.7 km/h, paro después de 7.9 m; Fuerza: 1.600g
  - Velocidad máxima: 95.24 km/h, paro después de 24.36 m; Fuerza: 1.464g
- TU Graz:
  - Velocidad máxima: 97.297 km/h, paro después de 23.53 m; Fuerza: 1.582g
- TU Vienna:
  - Velocidad máxima: 93.26 km/h, paro después de 21.9 m; Fuerza: 1.562g
- Beaver Racing:
  - Velocidad máxima: 94.7 km/h, paro después de 23.35 m; Fuerza: 1.510g
- Raceyard Kiel:
  - Velocidad máxima: 60.9 km/h, paro después de 12.4 m; Fuerza: 1.176g
  - Velocidad máxima: 84.9 km/h, paro después de 19.26 m; Fuerza: 1.472g
- Elephant Racing:
  - Velocidad máxima: 67.16 km/h, paro después de 12.27 m; Fuerza: 1.446g
- UAS Graz:
  - Velocidad máxima: 84.91 km/h, paro después de 19.75 m; Fuerza: 1.436g

## 2. ARCHIVO DEL NEUMÁTICO

[MDI\_HEADER]

```
FILE_TYPE           ='tir'
FILE_VERSION        =3.0
FILE_FORMAT         ='ASCII'
!: TIRE_VERSION :   PAC2002
!: COMMENT :       Tire           235/60R16
!: COMMENT :       Manufacturer
!: COMMENT :       Nom. section with (m) 0.235
!: COMMENT :       Nom. aspect ratio (-) 60
!: COMMENT :       Infl. pressure (Pa) 200000
!: COMMENT :       Rim radius (m) 0.19
!: COMMENT :       Measurement ID
!: COMMENT :       Test speed (m/s) 16.6
!: COMMENT :       Road surface
!: COMMENT :       Road condition   Dry
!: FILE_FORMAT :   ASCII
!: Copyright (C) 2004-2011 MSC Software Corporation
!
! USE_MODE specifies the type of calculation performed:
!   0: Fz only, no Magic Formula evaluation
!   1: Fx,My only
!   2: Fy,Mx,Mz only
!   3: Fx,Fy,Mx,My,Mz uncombined force/moment calculation
!   4: Fx,Fy,Mx,My,Mz combined force/moment calculation
!  +10: including relaxation behaviour
!  *-1: mirroring of tyre characteristics
!
```

! example: USE\_MODE = -12 implies:

! -calculation of Fy,Mx,Mz only

! -including relaxation effects

! -mirrored tyre characteristics

!

\$-----units

[UNITS]

LENGTH = 'meter'

FORCE = 'newton'

ANGLE = 'radians'

MASS = 'kg'

TIME = 'second'

\$-----model

[MODEL]

PROPERTY\_FILE\_FORMAT = 'PAC2002'

USE\_MODE = 14 \$Tyre use switch (IUSED)

VXLOW = 1

LONGVL = 16.6 \$Measurement speed

TYRESIDE = 'LEFT' \$Mounted side of tyre at vehicle/test bench

\$-----dimensions

[DIMENSION]

UNLOADED\_RADIUS = 0.254 \$Free tyre radius

WIDTH = 0.1778 \$Nominal section width of the tyre

ASPECT\_RATIO = 0.75 \$Nominal aspect ratio

RIM\_RADIUS = 0.1651 \$Nominal rim radius

RIM\_WIDTH = 0.1524 \$Rim width

\$-----shape

[SHAPE]

{radial width}

1.0 0.0

1.0 0.4

1.0 0.9

0.9 1.0

\$-----parameter

[VERTICAL]

VERTICAL\_STIFFNESS = 2.1e+005 \$Tyre vertical stiffness

VERTICAL\_DAMPING = 50 \$Tyre vertical damping

BREFF = 8.4 \$Low load stiffness e.r.r.

DREFF = 0.27 \$Peak value of e.r.r.

FREFF = 0.07 \$High load stiffness e.r.r.

FNOMIN = 4850 \$Nominal wheel load

\$-----long\_slip\_range

[LONG\_SLIP\_RANGE]

KPUMIN = -500000 \$Minimum valid wheel slip

KPUMAX = 500000 \$Maximum valid wheel slip

\$-----slip\_angle\_range

[SLIP\_ANGLE\_RANGE]

ALPMIN = -1.5708 \$Minimum valid slip angle

ALPMAX = 1.5708 \$Maximum valid slip angle

\$-----inclination\_slip\_range

[INCLINATION\_ANGLE\_RANGE]

CAMMIN = -2 \$Minimum valid camber angle

CAMMAX = 2 \$Maximum valid camber angle

\$-----vertical\_force\_range

[VERTICAL\_FORCE\_RANGE]

FZMIN = -250 \$Minimum allowed wheel load

FZMAX = 500000 \$Maximum allowed wheel load

\$-----scaling

[SCALING\_COEFFICIENTS]

LFZO	= 1	\$Scale factor of nominal (rated) load
LCX	= 1	\$Scale factor of Fx shape factor
LMUX	= 1	\$Scale factor of Fx peak friction coefficient
LEX	= 1	\$Scale factor of Fx curvature factor
LKX	= 1	\$Scale factor of Fx slip stiffness
LHX	= 1	\$Scale factor of Fx horizontal shift
LVX	= 1	\$Scale factor of Fx vertical shift
LGAX	= 1	\$Scale factor of camber for Fx
LCY	= 1	\$Scale factor of Fy shape factor
LMUY	= 1	\$Scale factor of Fy peak friction coefficient
LEY	= 1	\$Scale factor of Fy curvature factor
LKY	= 1	\$Scale factor of Fy cornering stiffness
LHY	= 1	\$Scale factor of Fy horizontal shift
LVY	= 1	\$Scale factor of Fy vertical shift
LGAY	= 1	\$Scale factor of camber for Fy
LTR	= 1	\$Scale factor of Peak of pneumatic trail
LRES	= 1	\$Scale factor for offset of residual torque
LGAZ	= 1	\$Scale factor of camber for Mz
LXAL	= 1	\$Scale factor of alpha influence on Fx
LYKA	= 1	\$Scale factor of alpha influence on Fx
LVIKA	= 1	\$Scale factor of kappa induced Fy
LS	= 1	\$Scale factor of Moment arm of Fx
LSGKP	= 1	\$Scale factor of Relaxation length of Fx
LSGAL	= 1	\$Scale factor of Relaxation length of Fy
LGYP	= 1	\$Scale factor of gyroscopic torque

LMX = 1 \$Scale factor of overturning couple  
LVMX = 1 \$Scale factor of Mx vertical shift  
LMY = 1 \$Scale factor of rolling resistance torque

\$-----longitudinal

[LONGITUDINAL\_COEFFICIENTS]

PCX1 = 1.6411 \$Shape factor Cfx for longitudinal force  
PDX1 = 1.1739 \$Longitudinal friction Mux at Fznom  
PDX2 = -0.16395 \$Variation of friction Mux with load  
PDX3 = 0 \$Variation of friction Mux with camber  
PEX1 = 0.46403 \$Longitudinal curvature Efx at Fznom  
PEX2 = 0.25022 \$Variation of curvature Efx with load  
PEX3 = 0.067842 \$Variation of curvature Efx with load squared  
PEX4 = -3.7604e-005 \$Factor in curvature Efx while driving  
PKX1 = 22.303 \$Longitudinal slip stiffness Kfx/Fz at Fznom  
PKX2 = 0.48896 \$Variation of slip stiffness Kfx/Fz with load  
PKX3 = 0.21253 \$Exponent in slip stiffness Kfx/Fz with load  
PHX1 = 0.0012297 \$Horizontal shift Shx at Fznom  
PHX2 = 0.0004318 \$Variation of shift Shx with load  
PVX1 = -8.8098e-006 \$Vertical shift Svx/Fz at Fznom  
PVX2 = 1.862e-005 \$Variation of shift Svx/Fz with load  
RBX1 = 13.276 \$Slope factor for combined slip Fx reduction  
RBX2 = -13.778 \$Variation of slope Fx reduction with kappa  
RCX1 = 1.2568 \$Shape factor for combined slip Fx reduction  
REX1 = 0.65225 \$Curvature factor of combined Fx  
REX2 = -0.24948 \$Curvature factor of combined Fx with load  
RHX1 = 0.0050722 \$Shift factor for combined slip Fx reduction  
PTX1 = 2.3657 \$Relaxation length SigKap0/Fz at Fznom  
PTX2 = 1.4112 \$Variation of SigKap0/Fz with load

PTX3 = 0.56626 \$Variation of SigKap0/Fz with exponent of load  
 \$-----overturning

[OVERTURNING\_COEFFICIENTS]

QSX1 = 0 \$Lateral force induced overturning moment

QSX2 = 0 \$Camber induced overturning couple

QSX3 = 0 \$Fy induced overturning couple

\$-----lateral

[LATERAL\_COEFFICIENTS]

PCY1 = 1.3507 \$Shape factor Cfy for lateral forces

PDY1 = 1.0489 \$Lateral friction Muy

PDY2 = -0.18033 \$Variation of friction Muy with load

PDY3 = -2.8821 \$Variation of friction Muy with squared camber

PEY1 = -0.0074722 \$Lateral curvature Efy at Fznom

PEY2 = -0.0063208 \$Variation of curvature Efy with load

PEY3 = -9.9935 \$Zero order camber dependency of curvature Efy

PEY4 = -760.14 \$Variation of curvature Efy with camber

PKY1 = -21.92 \$Maximum value of stiffness Kfy/Fznom

PKY2 = 2.0012 \$Load at which Kfy reaches maximum value

PKY3 = -0.024778 \$Variation of Kfy/Fznom with camber

PHY1 = 0.0026747 \$Horizontal shift Shy at Fznom

PHY2 = 8.9094e-005 \$Variation of shift Shy with load

PHY3 = 0.031415 \$Variation of shift Shy with camber

PVY1 = 0.037318 \$Vertical shift in Svy/Fz at Fznom

PVY2 = -0.010049 \$Variation of shift Svy/Fz with load

PVY3 = -0.32931 \$Variation of shift Svy/Fz with camber

PVY4 = -0.69553 \$Variation of shift Svy/Fz with camber and load

RBY1 = 7.1433 \$Slope factor for combined Fy reduction

RBY2 = 9.1916 \$Variation of slope Fy reduction with alpha

RBV3	= -0.027856	\$Shift term for alpha in slope Fy reduction
RCY1	= 1.0719	\$Shape factor for combined Fy reduction
REY1	= -0.27572	\$Curvature factor of combined Fy
REY2	= 0.32802	\$Curvature factor of combined Fy with load
RHY1	= 5.7448e-006	\$Shift factor for combined Fy reduction
RHY2	= -3.1368e-005	\$Shift factor for combined Fy reduction with load
RVY1	= -0.027825	\$Kappa induced side force Svyk/Muy*Fz at Fznom
RVY2	= 0.053604	\$Variation of Svyk/Muy*Fz with load
RVY3	= -0.27568	\$Variation of Svyk/Muy*Fz with camber
RVY4	= 12.12	\$Variation of Svyk/Muy*Fz with alpha
RVY5	= 1.9	\$Variation of Svyk/Muy*Fz with kappa
RVY6	= -10.704	\$Variation of Svyk/Muy*Fz with atan(kappa)
PTY1	= 2.1439	\$Peak value of relaxation length SigAlp0/R0
PTY2	= 1.9829	\$Value of Fz/Fznom where SigAlp0 is extreme

\$-----rolling resistance

[ROLLING\_COEFFICIENTS]

QSY1	= 0.01	\$Rolling resistance torque coefficient
QSY2	= 0	\$Rolling resistance torque depending on Fx
QSY3	= 0	\$Rolling resistance torque depending on speed
QSY4	= 0	\$Rolling resistance torque depending on speed ^4

\$-----aligning

[ALIGNING\_COEFFICIENTS]

QBZ1	= 10.904	\$Trail slope factor for trail Bpt at Fznom
QBZ2	= -1.8412	\$Variation of slope Bpt with load
QBZ3	= -0.52041	\$Variation of slope Bpt with load squared
QBZ4	= 0.039211	\$Variation of slope Bpt with camber
QBZ5	= 0.41511	\$Variation of slope Bpt with absolute camber
QBZ9	= 8.9846	\$Slope factor Br of residual torque Mzr

QBZ10	= 0	\$Slope factor Br of residual torque Mzr
QCZ1	= 1.2136	\$Shape factor Cpt for pneumatic trail
QDZ1	= 0.093509	\$Peak trail Dpt" = Dpt*(Fz/Fznom*R0)
QDZ2	= -0.0092183	\$Variation of peak Dpt" with load
QDZ3	= -0.057061	\$Variation of peak Dpt" with camber
QDZ4	= 0.73954	\$Variation of peak Dpt" with camber squared
QDZ6	= -0.0067783	\$Peak residual torque Dmr" = Dmr/(Fz*R0)
QDZ7	= 0.0052254	\$Variation of peak factor Dmr" with load
QDZ8	= -0.18175	\$Variation of peak factor Dmr" with camber
QDZ9	= 0.029952	\$Variation of peak factor Dmr" with camber and load
QEZ1	= -1.5697	\$Trail curvature Ept at Fznom
QEZ2	= 0.33394	\$Variation of curvature Ept with load
QEZ3	= 0	\$Variation of curvature Ept with load squared
QEZ4	= 0.26711	\$Variation of curvature Ept with sign of Alpha-t
QEZ5	= -3.594	\$Variation of Ept with camber and sign Alpha-t
QHZ1	= 0.0047326	\$Trail horizontal shift Sht at Fznom
QHZ2	= 0.0026687	\$Variation of shift Sht with load
QHZ3	= 0.11998	\$Variation of shift Sht with camber
QHZ4	= 0.059083	\$Variation of shift Sht with camber and load
SSZ1	= 0.033372	\$Nominal value of s/R0: effect of Fx on Mz
SSZ2	= 0.0043624	\$Variation of distance s/R0 with Fy/Fznom
SSZ3	= 0.56742	\$Variation of distance s/R0 with camber
SSZ4	= -0.24116	\$Variation of distance s/R0 with load and camber
QTZ1	= 0.2	\$Gyration torque constant
MBELT	= 5.4	\$Belt mass of the wheel

\$-----contact patch parameters

! 3D contact can be switched on by deleting the comment ! character

! When no further coefficients are specified, default values will be taken

![CONTACT\_COEFFICIENTS]

CONTACT\_MODEL = '3D\_ENVELOPING'

# **BIBLIOGRAFÍA**

- Jörnßen Reimpell, Helmut Stoll: *“The Automotive Chassis: Engineering Principles”*
- Thomas D. Gillespie: *“Fundamentals of Vehicle Dynamics”*
- 2015 Formula SAE Rules
- Allan Staniforth: *“Competition Car Suspension. Design, construction, tuning”*
- Gregory P. Starr: *“ADAMS Guide”*
- Advanced ADAMS/View Training Guide
- Basic ADAMS/Solver Training Guide
- Basic ADAMS Full Simulation Training Guide
- [www.vsusp.com](http://www.vsusp.com)
- [www.kaztechnologies.com](http://www.kaztechnologies.com)
- [www.ozracing.com](http://www.ozracing.com)
- [www.koniracing.com](http://www.koniracing.com)
- [www.hoosiertire.com](http://www.hoosiertire.com)