



MASTER EN INGENIERÍA DE AUTOMOCIÓN

ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES

TRABAJO FIN DE MÁSTER

ESTUDIO Y DISEÑO DE GEOMETRÍA DE SUSPENSIÓN PARA BARQUETA DE COMPETICIÓN

Autor: D. Pablo Chinchilla Gallego

Tutor: D. Javier Romo García

Valladolid, Mayo 2017

Escuela Ingenierías Industriales

Depto. Ing^a Energética y Fluidomecánica

Paseo del Cauce 59

47011 Valladolid
(España)



Fundación Cidaut

Parque Tecnológico de Boecillo, 209

47151 Boecillo (Valladolid)

España





Escuela Ingenierías Industriales

Depto. Ing^a Energética y Fluidomecánica

Paseo del Cauce 59

47011 Valladolid
(España)



Fundación Cidaut

Parque Tecnológico de Boecillo, 209

47151 Boecillo (Valladolid)

España



ESTUDIO Y DISEÑO DE GEOMETRÍA DE SUSPENSIÓN PARA BARQUETA DE COMPETICIÓN

RESUMEN BREVE

Palabras clave: Suspensión, Cinemática, Dinámica, Competición, Rallyes, Adherencia, Geometría, Guiado

Se plantea a continuación un proyecto sobre el diseño de dos geometrías de suspensión, una con un planteamiento tradicional y otra con una serie de características novedosas, y su posterior simulación en software CAE.

Se utilizará para ello una serie de herramientas e información de utilización muy extendida y disponibles en cualquier universidad, escuela de ingeniería o academia privada.

Las hipótesis de partida estarán basadas en el reglamento de la Real Federación Española de Automovilismo para barquetas de clase CM, en el Proyecto final de carrera del autor y en las leyes elementales de la física aplicadas a la dinámica de vehículos

En vista de los resultados, se compararán cualitativamente los modelos propuestos, ante la imposibilidad de llevarlos a la realidad

STUDY AND DESIGN OF A CM-CLASS RACING CAR SUSPENSION GEOMETRY

SHORT ABSTRACT

Keywords: Suspension, Kinematics, Dynamics, Racing, Rallyes, Grip, Geometry, Guiding

This project is about the design of two suspension geometries, one of which has a common layout while the other one has an experimental approach, and their latter simulation in *Computer Assisted Engineering* software

For this purpose, very common tools and information will be used, which is available in any university, engineering school or proprietary academy.

Starting hypothesis will be based on Spanish “Real Federación Española de Automovilismo” regulation, on the author’s final degree project, and on the elementary rules of physics.

Both models will be compared as a result, due to the unlikely building of both the racing vehicle and the suspension system.

ESTUDIO Y DISEÑO DE GEOMETRÍA DE SUSPENSIÓN PARA BARQUETA DE COMPETICIÓN

RESUMEN EJECUTIVO

Se plantea a continuación un proyecto sobre el diseño de dos geometrías de suspensión para una barqueta de clase CM, una con un planteamiento tradicional y otra con una serie de características novedosas, y su posterior simulación en software CAE. Para ello se han utilizado de herramientas informáticas comunes de utilización muy extendida, y disponibles en cualquier universidad, escuela de ingeniería o academia privada.

Las principales características de las barquetas CM son el chasis multitubular, motor y caja de cambios procedentes de una motocicleta de serie, carrocería de fibra u otro material ligero, tracción trasera, motor central, monoplaza, y un peso mínimo en orden de marcha de 550 kg. Anteriormente el autor ya desarrolló un bastidor para un vehículo de esta categoría como proyecto final de carrera.

El proyecto incluye un fundamento teórico con definiciones de los principales parámetros que se estudian en un sistema de suspensión; como caída, avance, ángulo de pivote, efectos anti-dive y anti-squat, etc; así como un repaso a cómo han sido históricamente los esquemas de suspensión para automóviles.

Para comenzar un diseño teórico, es de vital importancia conocer, o prever, en la medida de lo posible, el comportamiento del neumático en distintas condiciones de carga y posición; por lo cual se han utilizado los datos experimentales de neumáticos de competición obtenidos por una asociación de equipos de la fórmula Student universitaria

La principal novedad que se va a estudiar mediante el modelo llamado "experimental" es ubicar el centro de balanceo por encima del centro de masas, de manera que en las curvas, al aplicar una fuerza centrífuga sobre el centro de masas, el balanceo de la carrocería sea el contrario al habitual, beneficiando la transmisión de balanceo al neumático, parámetro que impacta directamente la caída; y proporcionando una sensación diferente al piloto

La optimización de los parámetros que definen la geometría estática de la suspensión, dirección, etc; solo es una parte del diseño de dicha geometría de suspensión, teniendo gran importancia cómo se realice el guiado de las ruedas a lo largo del recorrido útil de la suspensión y teniendo en cuenta los posibles movimientos de la carrocería. De ahí la necesidad de una simulación cinemática por ordenador.

Tras realizar las simulaciones mencionadas, se ha comprobado que el guiado no ha sido todo lo satisfactorio que se hubiese deseado, teniendo sobre el papel un mejor comportamiento el modelo convencional.

Las conclusiones del proyecto son muy satisfactorias, pues no solo se han satisfecho todos los objetivos propuestos, sino que el hecho de haber conseguido un proceso para diseñar y comprobar diversas geometrías de suspensión con software al alcance de cualquier universidad, escuela de ingeniería o academia privada; proceso que además es extrapolable a cualquier esquema de suspensión; se puede considerar un proyecto en sí mismo.

STUDY AND DESIGN OF A CM-CLASS RACING CAR SUSPENSION GEOMETRY

EXECUTIVE ABSTRACT

This project is about the design of two different suspension geometries for a CM-class racing car, one with a classic layout while the second one has an experimental approach; and their latter simulation in CAE software. For this aim, very common tools have been used, which should be available in any university or engineering school.

CM-class basic features include tubular chassis, the use of stock motorcycle engine and gearbox, light fiber body, real wheel drive, midship mounted engine, one-seater and 550 kg minimum running order weight. Previously, the author developed a CM-class car frame, as his final degree project.

The present project includes some theoretical basis about the main parameters in a suspension system, such as camber, king pin angle, anti-dive and anti-squat geometries, etc; and an historical review about automotive suspension layouts

To start a theoretical design, it is critical to know or anticipate the tyre's behavior when brought under different load and position situations. For this purpose, the FSAE Tire Test Consortium's database has been used

The main fact about the experimental model is the balance center placed above the mass center. This produces a change in roll direction when centrifugal force is applied

Static parameters optimization is only a part in suspension geometry design, with the wheels guiding all along the wheel travel being the main issue, not forgetting about the body's possible movements. That is the reason behind the kinematic computer simulation

After accomplishing the named simulations, in some models the wheel guiding has not been as satisfying as intended, with the classic model performing better than the experimental one.

Project's conclusions are very satisfying, not only due to all objectives been met, but also due to a new process to design and virtually test any suspension geometry and any layout with very commonly available software, this latter one being able to be considered a successful project on its own

AGRADECIMIENTOS

A mi familia por su imprescindible apoyo durante mi vida académica

A mis “pacos” por los buenos momentos

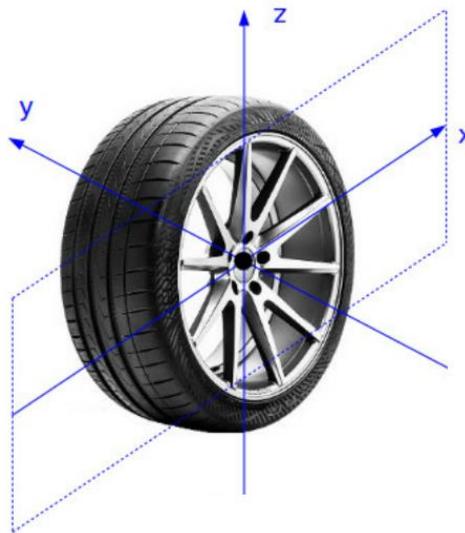
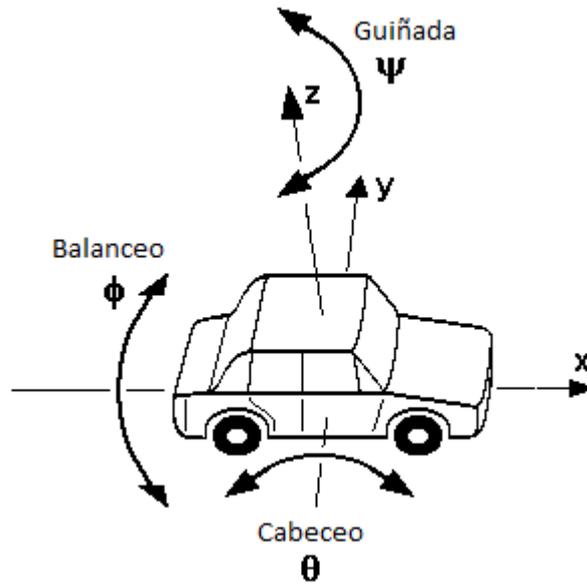
A todos los “petrolheads” y músicos, por hacer del mundo un lugar más entretenido

Índice

1	INTRODUCCIÓN	1
1.1	Antecedentes y justificación del TFM	2
1.2	Objetivos	2
1.3	Alcance y desarrollo del TFM	3
2	(SITUACIÓN Y/O ESTADO DEL ARTE/TÉCNICA.)	5
2.1	Esquemas de suspensión	5
2.2	Diseño de suspensiones por ordenador	7
3	PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS/POSIBILIDADES TÉCNICAS Y/O DE LA METODOLOGÍA	9
3.1	Parámetros importantes de un sistema de suspensión	10
4	DESARROLLO DE LA ALTERNATIVA / APLICACIÓN QUE CONSTITUYE EL OBJETO DEL TFM	15
4.1	Datos del comportamiento de los neumáticos	15
4.2	Hipótesis de partida	19
4.3	Obtención de las geometrías y simulación	22
4.4	Tratamiento de datos	25
5	RESULTADOS Y ANÁLISIS DE LOS MISMOS	27
6	CONCLUSIONES	33
6.1	Objetivos cumplidos.	33
6.2	Principales aportaciones del autor del TFM	33
6.3	Sugerencias para trabajos futuros	34
7	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	35

NOMENCLATURA

EJES X, Y, Z, DEL VEHÍCULO Y DE LA RUEDA (SEGÚN CRITERIO ISO 8855)



1 INTRODUCCIÓN

Desde los albores del automovilismo han existido carreras de automóviles, alimentando el instinto competitivo de la sociedad contemporánea, pues las primeras carreras documentadas datan de 1887^[1], pocos años después de la invención del automóvil, alcanzando gran empaque durante la época de “preguerra” (hasta 1939) y dividiéndose en especialidades a mediados del siglo XX^[2], las cuales se distinguen fácilmente por el tipo de trazado a recorrer: circuitos, donde se compite en un trazado cerrado y utilizado sólo en carreras; rallyes, en tramos abiertos de carreteras y caminos “normales”, cortados para la ocasión; raids, travesías por desiertos donde cobran vital importancia la orientación y la navegación; y drag, que son carreras de aceleración pura en línea recta.

La especialidad de montaña surgió en España por primera vez en 1971^[1]. Se basa en carreras contrarreloj en trazados habitualmente abiertos al tráfico y cortados para la ocasión, como los rallyes, pero a diferencia de estos, se trata de recorridos más cortos, sin copiloto, en carreteras más estrechas y sinuosas, y cronometrando tres recorridos^[3]. El ganador es aquel que haya realizado la suma de los tres recorridos en el menor tiempo posible. En el resto de Europa también existen especialidades de montaña (hill-climbing), aunque se diferencian de las españolas en tener recorridos más amplios y rápidos, y preparaciones más radicales, especialmente a nivel motor. El reglamento permite una variedad de vehículos y categorías que sin duda llamará la atención del espectador^[4], desde vehículos de serie con mínimos cambios (Grupos N y N+) hasta prototipos de competición que no tienen nada que ver con éstos (Grupos E1 y CM), como la barqueta sobre la que trata este proyecto.



Fig1.1: Un vehículo de serie modificado afronta un tramo de montaña

Las principales características de las barquetas CM (Figura 1.2) son el chasis multitubular, motor y caja de cambios procedentes de motocicletas de serie (en España, limitado a 1000 cm³ para la categoría CM) con mínimas modificaciones, carrocería de fibra u otro material ligero, peso mínimo de 550 kg con fluidos y conductor, tracción trasera, motor central, y monoplaza^[5] (A diferencia de otras competiciones como rallyes o ralliesprints, en montaña no hay copiloto)



Fig. 1.2: Ejemplo de barqueta construida en 2008 por Bango Racing Cars y con motor Suzuki.

1.1 Antecedentes y justificación del TFM

Al terminar los estudios del Máster en Ingeniería de Automoción, se exige a los estudiantes que realicen un trabajo o proyecto final, para evaluar su competencia y los conocimientos adquiridos durante la titulación antes de pasar al mundo laboral. Con este proyecto no se busca el beneficio económico, sino el beneficio académico, quedando abierta la posibilidad de seguir desarrollándolo y construirlo.

La competición sobre 4 ruedas, y especialmente, los rallyes, son de gran interés para el autor. Por esta razón, se ha aprovechado este TFM para hacer algo del gusto del autor y que es difícil de hacer en la realidad sin arruinarse por el camino. Además, este TFM puede ser una excelente carta de presentación para encontrar un hueco en el mundo del motor.

Anteriormente, el autor ya diseñó un bastidor para una barqueta de la categoría CM en base al reglamento 2015, como proyecto final de grado, y en ciertos aspectos, este trabajo se puede considerar una continuación lógica de aquel, haciendo hincapié en el ámbito de la mecánica, la cinemática, y la dinámica de vehículos; siendo estos los que han parecido más interesantes al autor durante su vida académica y profesional

1.2 Objetivos

Los objetivos marcados en el presente TFG se detallan a continuación:

- Recopilar documentación y normativa acerca de las barquetas CM y del diseño y el funcionamiento avanzado de la suspensión de un vehículo automóvil; comenzando por las páginas web de las federaciones de automovilismo (nacional y regionales) y de estudios profesionales y académicos, sin olvidar información complementaria disponible en otras fuentes.

- Modelar y simular en software de Diseño Asistido por Ordenador una geometría de suspensión compatible con la normativa vigente, con un diseño experimental y novedoso, teniendo en cuenta las variables que influirán en las prestaciones de la barqueta.

- Modelar y simular otra geometría de suspensión diferente y con un diseño más convencional

- Comparar cualitativamente los dos diseños e interpretar los datos resultantes del estudio por ordenador

1.3 Alcance y desarrollo del TFM

Se ha intentado conseguir un diseño innovador y distinto a lo habitual, que optimice las prestaciones de la barqueta en condiciones de competición, y se ha comprobado mediante simulaciones cinemáticas que la posición conseguida en los neumáticos fuese la buscada.

También se ha diseñado otro esquema de suspensiones más convencional para compararlos “sobre el papel”, con el objetivo de poner en valor qué aporta el diseño “experimental”, y si realmente resulta beneficioso, o sus peculiaridades son contraproducentes

Para ello se han utilizado herramientas informáticas comunes, disponibles en cualquier escuela de ingeniería, realizando el modelado en un programa con alta difusión en el mundo de la automoción, y el análisis de datos en hojas de cálculo; todo ello en un ordenador personal no demasiado potente, hoy en día al alcance de cualquiera

Ambos modelos planteados anteriormente se han comparado cualitativamente, sobre el papel, ante la imposibilidad de construirse y mucho menos de probarse en pista

2 (SITUACIÓN Y/O ESTADO DEL ARTE/TÉCNICA.)

Comenzando por el principio, un sistema de suspensión es el que conecta el vehículo con las ruedas permitiendo un cierto movimiento relativo entre ambos; por tanto, tras los neumáticos es el segundo elemento que conecta un vehículo automóvil con el suelo. Tiene dos funciones: mejorar la calidad de rodadura, para prevenir daño en la carga y/o mejorar el confort de los ocupantes; y contribuir a mejorar la manejabilidad del vehículo. En el caso de un vehículo de competición, no hay carga que transportar, y la comodidad del piloto no es un objetivo prioritario; por tanto, se diseña y ajusta solo y exclusivamente para mantener el contacto de las ruedas con el suelo, y que este contacto (entendido como la fuerza de interacción vertical entre las ruedas y el suelo) sea lo más constante posible

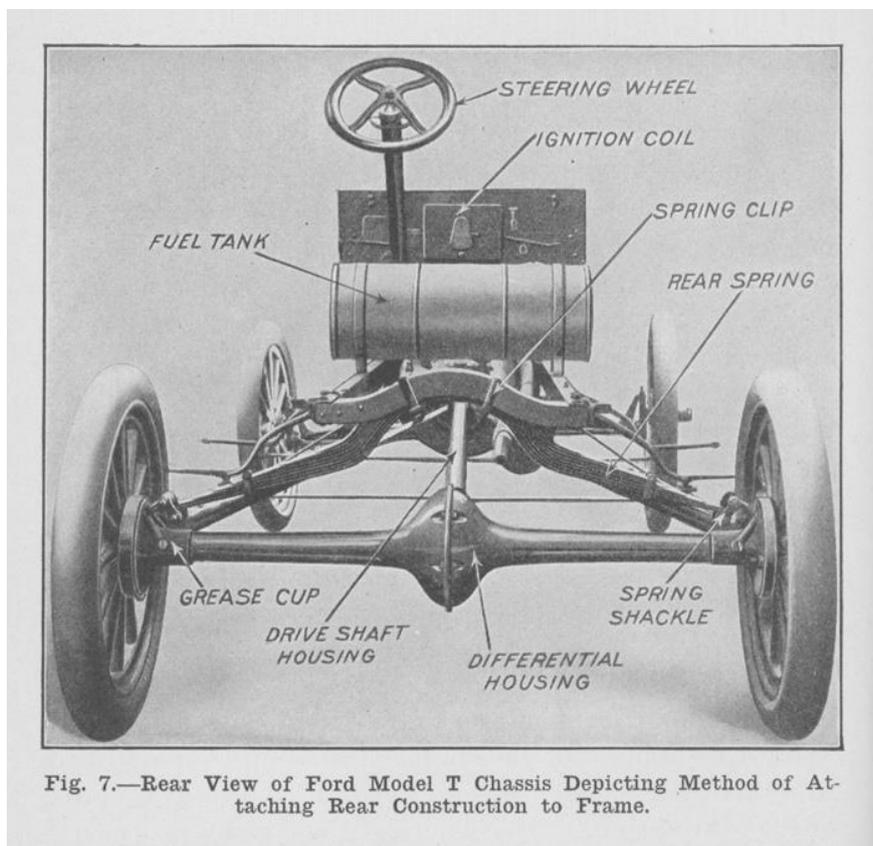


Fig 2.1: Esquema de suspensión del Ford T (1908)

2.1 Esquemas de suspensión

Tradicionalmente, la geometría de suspensiones no se estudiaba en profundidad, pues la única función de las suspensiones era evitar daños en las cargas a transportar, y mejorar la comodidad de los viajeros. No fue hasta después de la segunda guerra mundial que con la popularización del automóvil (Renault 4/4, Fiat 500, Volkswagen *kafer* o Mini) y la mejora de las carreteras, la estabilidad en curva a velocidades moderadas pasó a ser un asunto importante ^[6], y el control de la posición de las ruedas pasó a estudiarse con cierto detalle.

Los primeros sistemas de suspensión para automóviles disponían de sistemas de guiado arcaicos, y las primeras suspensiones independientes utilizaban esquemas de semiejes, pivotando sobre el plano medio longitudinal, o de ruedas tiradas, resultando en los problemas de estabilidad mencionados anteriormente, consecuencia de unos guiados muy simples y poco efectivos; y agravados por el pésimo



estudio de la distribución de cargas, consecuencia éste del objetivo de minimizar el coste del vehículo.

Fig 2.2: Eje trasero y grupo motopropulsor de un Renault 4/4

Ya en la posguerra, para competir se utilizaban esquemas de suspensión algo más elaborados, principalmente dobles triángulos (también llamados paralelogramo deformable, o *double wishbone* en inglés) esquema que se utilizó para vehículos de gama alta, pero cuyo coste dificultaba su implantación en los vehículos más populares. Este tipo de guiado ha sido el rey en competiciones de todo tipo hasta que la potencia de las herramientas de cálculo disponibles en la competición a alto nivel ha sido suficiente para optimizar una suspensión multibrazo^[7]

Centrándonos en una geometría de dobles triángulos, la siguiente posible clasificación de éstas se basa en las posibles posiciones del conjunto muelle-amortiguador. Lo más simple y lo más utilizado tradicionalmente en competición, y actualmente en las suspensiones de doble triángulo para vehículos de calle es montar el conjunto directamente entre la mangueta (o el extremo de un brazo que pega a ésta) y el chasis. Para optimizar la distribución de masa no suspendida, y la aerodinámica en monoplazas, surgió la idea de montar el conjunto muelle-amortiguador en el "interior" del vehículo, actuando sobre la mangueta mediante un empujador y un balancín, dando lugar a un sistema de tipo "push-rod" (recibe este nombre pues el peso del vehículo hace a la barra trabajar a compresión). La lógica nos dice que el muelle y el amortiguador han de estar montados por encima del punto de aplicación de la fuerza sobre la mangueta, por lo que resulta una posición elevada. El siguiente paso es

montar el conjunto más abajo, lo que nos obliga a invertir la posición del empujador y su manera de trabajar, convirtiéndolo en un tirante, que da nombre al esquema de suspensión tipo “pull-rod”



Fig 2.3: Fórmula SEAT 1430 (1970). Se aprecia la suspensión de tipo dobles triángulos

2.2 *Diseño de suspensiones por ordenador*

Como se ha mencionado anteriormente, las herramientas de cálculo disponibles a mediados del siglo XX tenían una potencia limitada, por lo que se utilizaron métodos gráficos para el cálculo^[8]. y los esquemas de suspensión utilizados eran bastante simples. El desarrollo de herramientas de ingeniería asistida por ordenador y el desarrollo de éstas en la década de los '80, permitieron utilizar esquemas de suspensión más estudiados (falsos McPherson, y multibrazos de mayor o menor complejidad)

A día de hoy, los principales fabricantes de automóviles utilizan herramientas de cálculo por ordenador muy potentes para diseñar sus sistemas de suspensión, pues los grandes volúmenes de negocio que manejan les permiten una gran inversión en I+D y en diseño, resultando en sistemas muy complejos, o muy optimizados en su relación prestaciones/precio. Mientras que en otros fabricantes más artesanales, algunos dedicados exclusivamente a competición a nivel regional o nacional, utilizan herramientas más básicas, o bien se valen de su experiencia para diseñar sistemas menos complejos en un proceso de ensayo-error.

Uno de los puntos principales para diseñar una suspensión, especialmente una destinada a competir, es conocer, predecir y calcular el comportamiento del neumático en las condiciones en las

que se quiere que éste trabaje. Para ello también se emplean herramientas de cálculo por ordenador, necesitando éstas, para conseguir un resultado útil, ser aún más complejas que las necesarias para diseñar una suspensión multibrazo; además de necesitar ensayos experimentales para ajustar y validar el modelo de cálculo. Ante la imposibilidad de obtener datos de cosecha propia por ausencia de recursos económicos, medios de ensayo, y por quedar fuera del alcance de un TFM; se utilizarán los datos obtenidos por el "FSAE Tire Test Consortium", una asociación de equipos que compiten en la fórmula Student universitaria para compartir gastos y poder realizar dichos ensayos experimentales^[7].

3 PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS/POSIBILIDADES TÉCNICAS Y/O DE LA METODOLOGÍA

El neumático es el único punto de contacto con el suelo, así como la única manera de transmitir fuerza en tres direcciones (Y positiva y negativa, y X positiva) y la principal manera de transmitir fuerza en la dirección X negativa, junto a la resistencia aerodinámica

Por tanto, el diseño de un vehículo de competición, grupo motopropulsor aparte, se basa en obtener las máximas prestaciones posibles del neumático en las condiciones en las que vaya a competir

Resulta obvio pues, que para comenzar un diseño teórico, es de vital importancia conocer, o prever, en la medida de lo posible, el comportamiento del neumático en distintas condiciones de carga y posición; como se ha planteado anteriormente. Para utilizar dichos datos hay que valorar las diferencias entre un fórmula student y una barqueta CM, de nuevo grupo motopropulsor aparte; especialmente el peso de ambos vehículos, y en menor medida, la posición del centro de masas y la aerodinámica [7]. Todo ello hace que la aceleración lateral que puede conseguir un fórmula sea apreciablemente superior a la de una barqueta CM



Fig 3.1: monoplaza de fórmula student

No se puede obviar la estrecha relación del sistema de suspensión con el de dirección, ya que la mayoría de parámetros que afectan, son definidos o definen a uno, también hacen lo propio con el otro sistema.

3.1 *Parámetros importantes de un sistema de suspensión*

Dentro de un sistema de suspensión de los habituales hay una serie de parámetros cuyo estudio y ajuste resulta especialmente interesante para ser optimizados de cara a lograr las prestaciones buscadas.

-Convergencia: es el ángulo que forman el eje X del vehículo con el eje X de las ruedas, medida para un ángulo de dirección 0

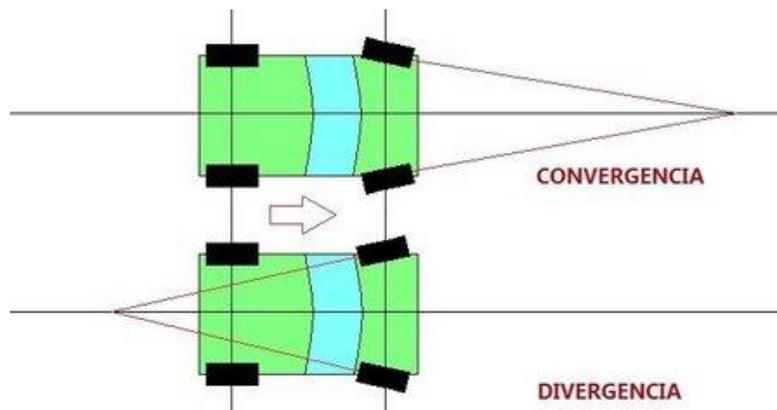


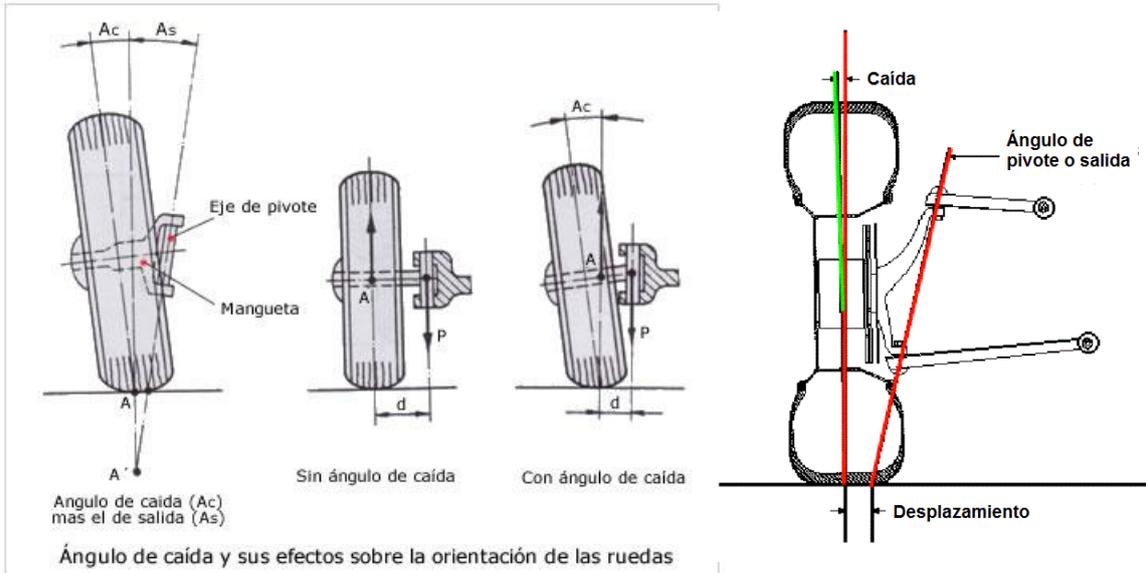
Fig 3.2: Convergencia delantera

-Caída: es el ángulo que forma el eje Z del vehículo con el eje Z de las ruedas. Es positivo cuando hay mayor distancia entre la parte superior de las ruedas de un eje que entre la parte inferior

-Angulo de pivote/salida: Es el ángulo entre el eje de pivote (alrededor del cual gira una rueda directriz) y un eje perpendicular a la huella del neumático sobre el plano YZ. Es positivo cuando se inclina hacia la parte interior del vehículo, contrariamente al criterio de signos para el ángulo de caída

-Desplazamiento: Componente Y de la distancia entre el punto del eje de dirección que corta el suelo y el centro de la huella del neumático. Se toma como positiva cuando el punto de corte del eje de dirección con el suelo se encuentra hacia el interior del vehículo

-Avance: Componente X de la distancia entre el punto del eje de dirección que corta el suelo y el centro de la huella del neumático: puede deberse a la geometría de suspensión (mechanical trail) y/o a la distribución de presiones en la huella del neumático (pneumatic trail). Dicha distancia es la responsable de crear un par de fuerzas que se transmite al sistema de dirección provocando un efecto de autocentrado y se considera el parámetro más importante de cara al estudio de las sensaciones del piloto



Figs 3.3a y 3.3b: Ángulo de caída (camber), ángulo de salida (king pin angle) y desplazamiento (scrub radius)



hacia la parte trasera

Fig 3.4: Ángulo de lanzamiento y avance

-Distancia pivote: Es la distancia horizontal entre el centro de la rueda, y el punto donde el eje Y de la rueda corta con el eje de pivote de la mangueta

-Centros de balanceo: Es el punto alrededor del cual rota el chasis sobre el plano YZ cuando comprimimos una de las suspensiones. Cada eje tiene su propio CB y pueden ser diferentes entre

ellos. La unión de los CB determina el eje de balanceo, que es el eje alrededor del cual rota el vehículo en su conjunto.

Se obtiene al unir el centro instantáneo de rotación de las ruedas, izquierda y derecha, con el centro de su huella. El CB es el punto en el que ambas líneas intersectan

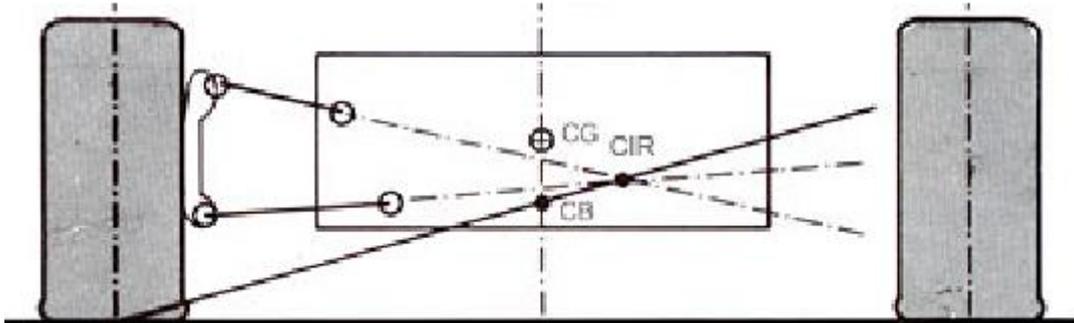


Fig 3.5: Centro de Balanceo, Centro instantáneo de rotación de una rueda y Centro de Gravedad

La distancia vertical entre el centro de balanceo y el centro de gravedad es de especial importancia en la dinámica del vehículo, pues es el brazo de palanca mediante el cual las fuerzas laterales producirán el momento de balanceo del vehículo. Además, la proporción entre las alturas de los centros de balanceo delantero y trasero influyen en el reparto de la transferencia lateral de peso en curva, afectando al agarre lateral de ambos trenes.

-Centros de transferencia (*Instant Center*): Es el punto imaginario alrededor del cual se mueve la suspensión delantera o trasera al comprimirse o extenderse ésta. Se encuentra en la intersección entre las prolongaciones de las líneas que unen los anclajes de los triángulos de suspensión superior e inferior.

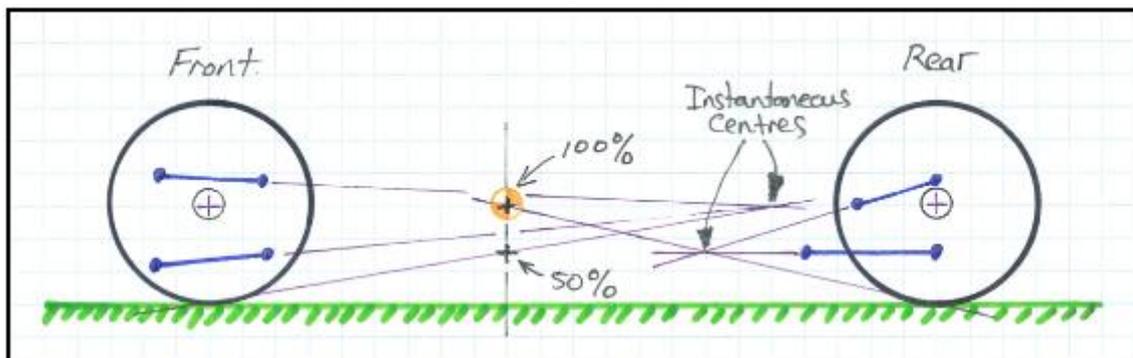


Fig 3.6: Centros de transferencia delantero y trasero. Como se describe más adelante, con esta configuración se alcanzaría un 50% de anti-dive y un 100% de anti-squat

Adicionalmente, hay otros parámetros que, dependiendo más del chasis, son de vital importancia de cara a la dinámica del vehículo y al diseño de suspensión:

-Batalla: se define como la distancia entre las huellas de los neumáticos delantero y trasero. Cuanto mayor sea esta distancia, beneficia la estabilidad en detrimento de la agilidad, además afecta a la transferencia de carga longitudinal

-Ancho de vías: es la distancia horizontal entre las huellas de los neumáticos izquierdo y derecho de un mismo eje^{*1}. Afecta a la transferencia de carga lateral y al balanceo

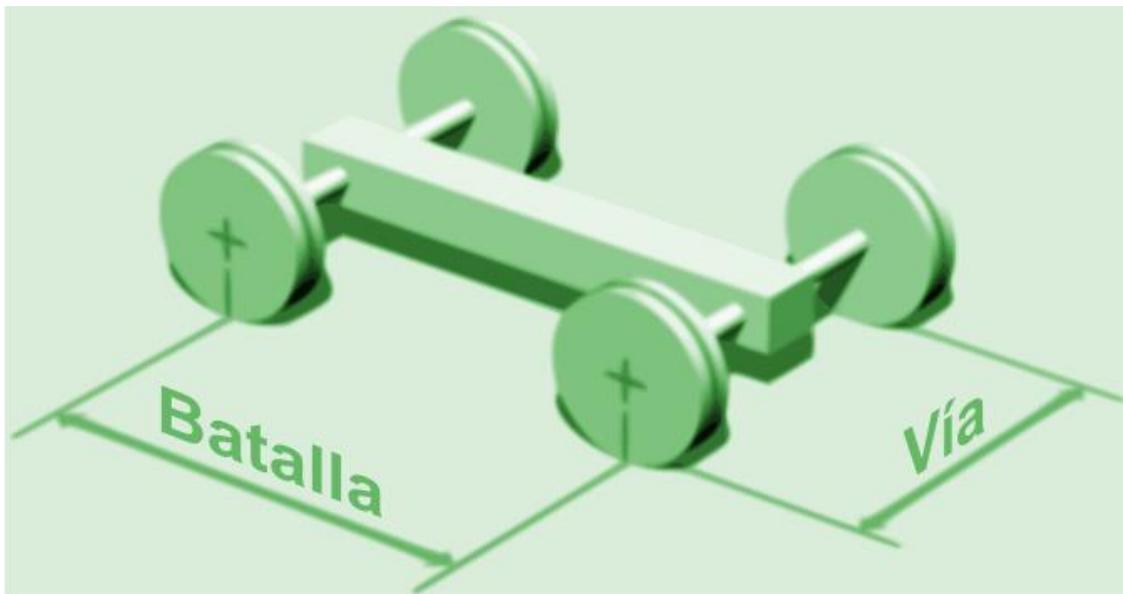


Fig 3.7: Batalla y ancho de vía

-Altura del centro de masas: distancia vertical entre el CdM y el suelo. Afecta a todas las transferencias de carga

-Momento de inercia: El momento de inercia refleja la distribución de masas de un cuerpo en rotación respecto de un eje de giro. En competición se estudia y se intenta reducir el momento de inercia alrededor del eje Z, pues en función de dicha inercia se necesitará más momento de fuerza para girar el vehículo, desaprovechando el potencial de los neumáticos

-Geometrías anti hundimiento y anti-levantamiento (*anti-squat*, *anti-lift* y *anti-dive*): Según las posiciones de los neumáticos, centro de masas y centros de transferencia; se pueden obtener geometrías que disminuyan ciertos comportamientos longitudinales perjudiciales, como el hundimiento de la parte delantera y levantamiento de la trasera al frenar (*anti-dive* y *anti-lift*), o el hundimiento de la trasera al acelerar en vehículos con ruedas traseras motrices

• ¹ eje ficticio, pues las ruedas no suelen estar conectadas rígidamente

Concretamente, si trazamos una línea imaginaria en el plano XZ que pase por el centro de presiones de la huella del neumático y por el centro de transferencia, la altura del punto en el que dicha línea corte la vertical del centro de masas del vehículo nos dará la proporción en la que dicha geometría disminuirá los molestos movimientos verticales anteriormente mencionados

A priori, parece un efecto muy beneficioso, pues puede mantener el recorrido útil de la suspensión y el guiado ideal en todo momento, pero tiene una serie de efectos perjudiciales por los que no suele aplicarse más de un cierto porcentaje inferior al 50%

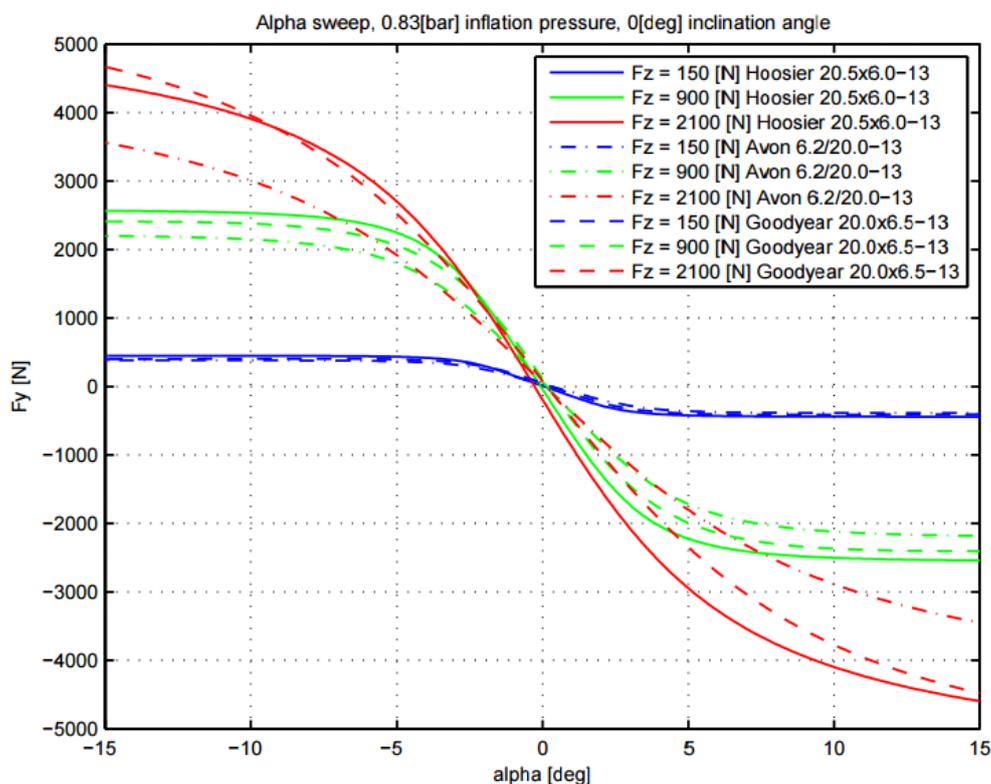
-**“jerking forces”**: En función de la geometría de suspensión elegida y de las posiciones relativas de centros de masas, de balanceo, instantáneos y de transferencia; puede darse el caso en el que la cinemática del conjunto tienda a levantar el centro de masas a unos niveles que reduzcan en exceso las prestaciones de la parte ciclo del vehículo, por muy bien estudiado que esté el guiado de las suspensiones. Se trata, por tanto, de un comportamiento a evitar a toda costa

Por alcance, en este proyecto se trabaja con los parámetros y geometrías básicos y comunes, dejando de lado lo que queda aguas arriba de la mangueta, como bieletas y brazos de dirección; y otros parámetros especialmente difíciles de tratar dada la simpleza de las herramientas tan comunes que se pretenden utilizar.

4 DESARROLLO DE LA ALTERNATIVA / APLICACIÓN QUE CONSTITUYE EL OBJETO DEL TFM

4.1 Datos del comportamiento de los neumáticos

A continuación se presentan los datos del comportamiento de neumático obtenidos del “FSAE Tire Test Consortium”^[7]:



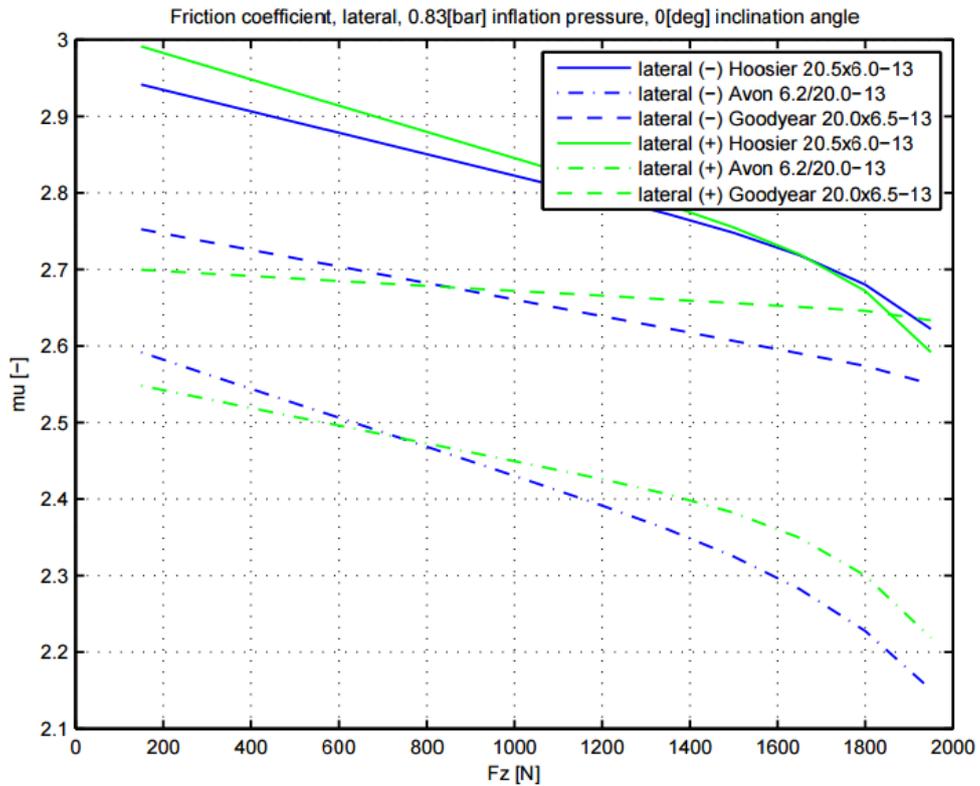
Gráfica 4.1: Fuerza lateral frente a deriva

Como se ha explicado anteriormente, el diseño de una suspensión para competición se basa en optimizar las prestaciones del neumático. Resulta obvio entonces que el primer paso es conocer cuál es el comportamiento de dicho neumático a utilizar.

Lo primero es saber cómo reacciona a las fuerzas verticales, y a la deriva, y qué fuerzas laterales puede proporcionar en esos casos (Gráficas 4.1 y 4.2). En estas dos primeras gráficas se presentan datos de tres modelos de neumáticos distintos. Se utilizará en este proyecto el neumático Hoosier por ser del que hay mayor cantidad de datos disponibles.

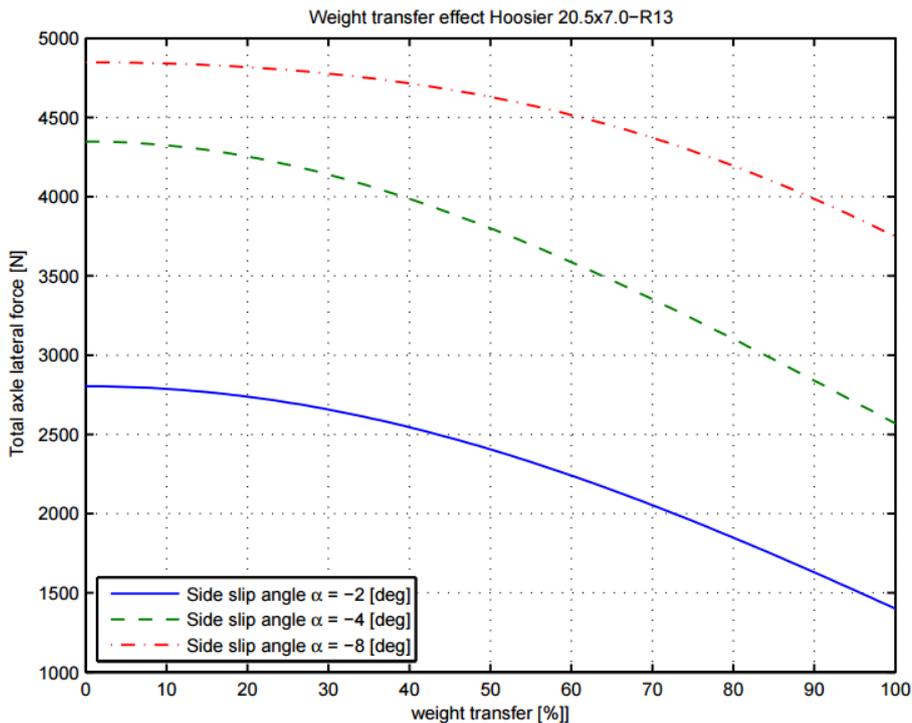
Como se puede apreciar en las gráficas mencionadas anteriormente, al aumentar la carga F_z sobre un neumático, sus prestaciones disminuyen no linealmente. Esto produce una pérdida de prestaciones,

en lo que a fuerza lateral se refiere, conforme aumenta la transferencia lateral de carga en un eje



(gráfica 4,3)

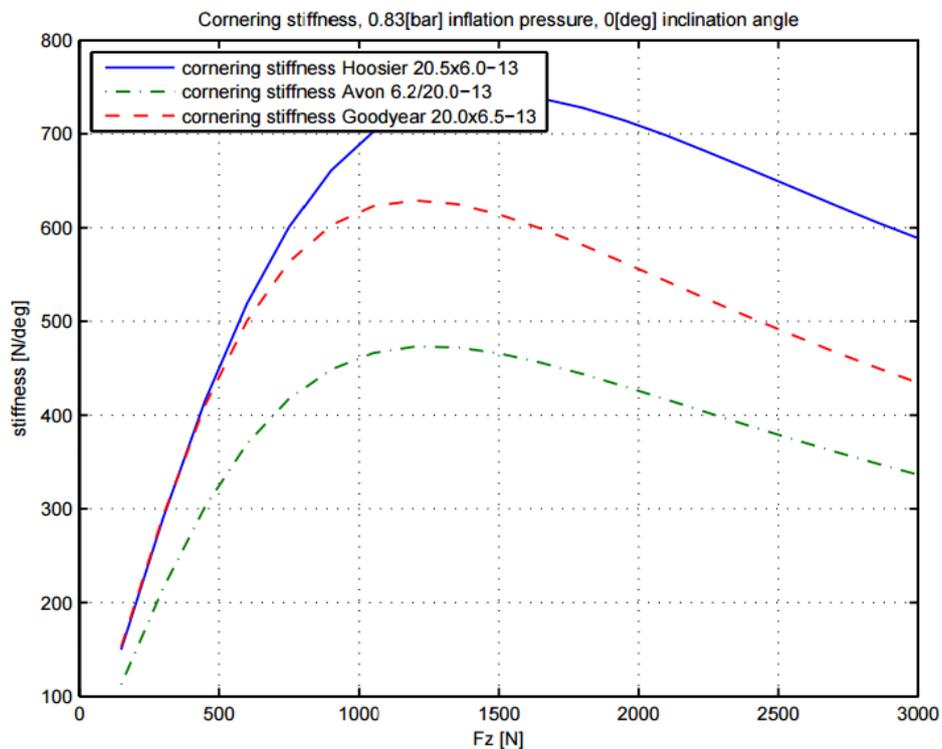
Gráfica 4.2: Coef. de adherencia frente a carga vertical



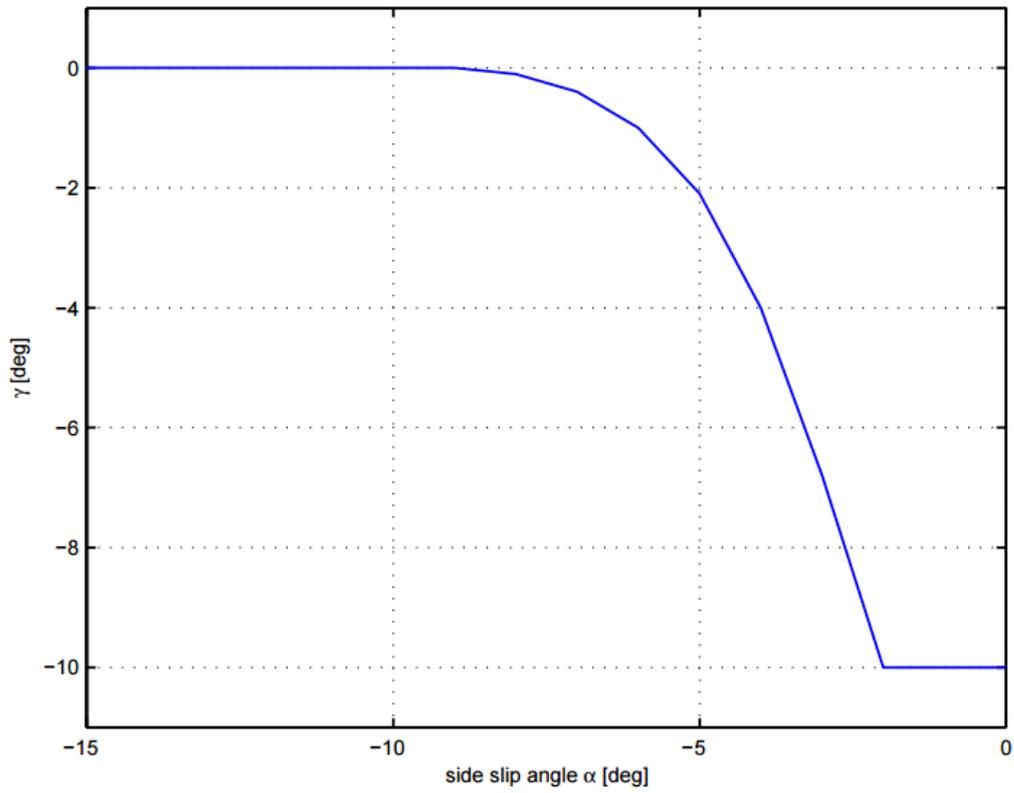
Gráfica 4.3: Pérdida de prestaciones con la transferencia lateral de carga

Otro parámetro de gran importancia para estudiar el comportamiento y el balance sobreviraje/subviraje de un vehículo es la rigidez a deriva, es decir, la capacidad de seguir la trayectoria teórica de un eje conforme se aplica fuerza lateral (gráfica 4,4).

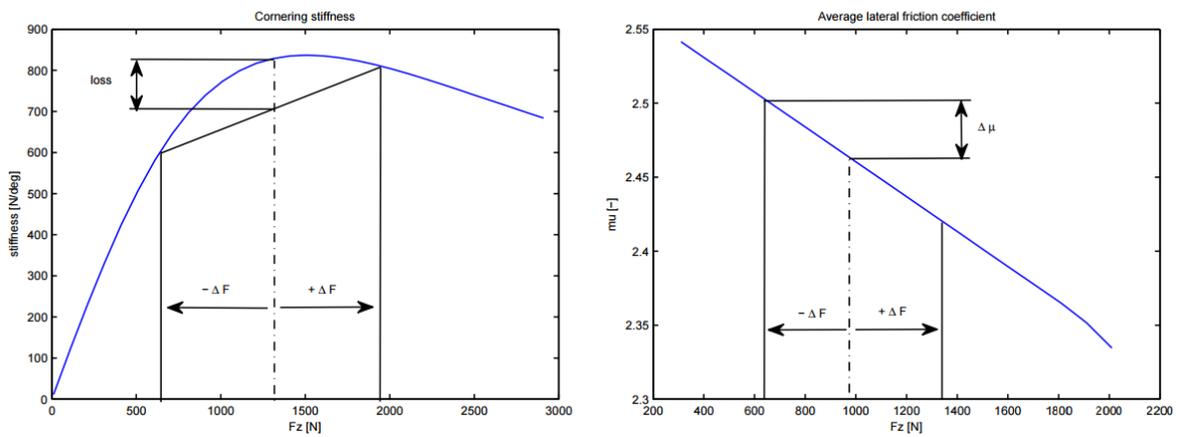
Por último, uno de los parámetros que más diferencian una suspensión para un vehículo de competición de la de un vehículo de calle, la caída (gráfica 4.5). Valores de caída negativa tienden a restablecer la uniformidad en la distribución lateral de presiones sobre la huella del neumático cuando éste trabaja con cargas laterales, mejorando el agarre disponible en curva; con el inconveniente de alterar dicha distribución de presiones cuando no se aplica fuerza lateral sobre el neumático, pudiendo empeorar el agarre disponible en frenada y aceleración rectas.



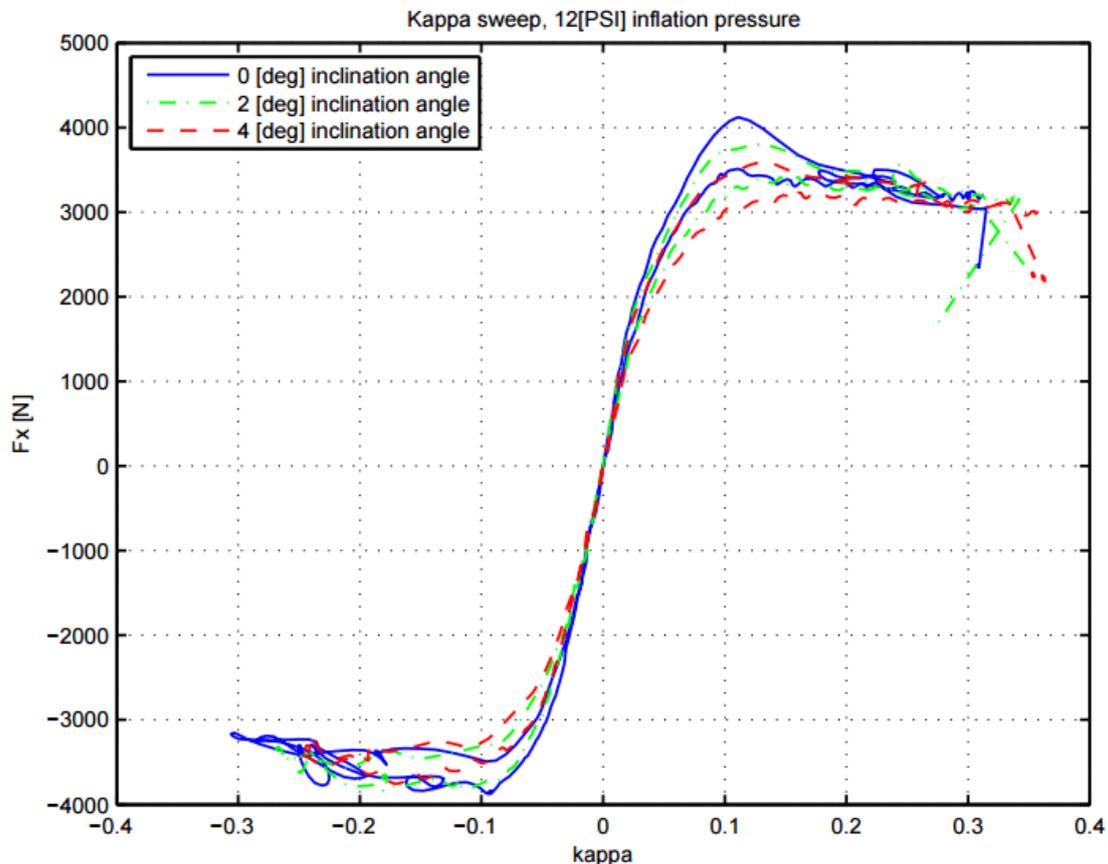
Gráfica 4.4: Rigidez a deriva



Gráfica 4.5: Caída óptima en función de la deriva



Gráfica 4.6: Interpolación entre los puntos de funcionamiento de los neumáticos de un eje



Gráfica 4.7: Pérdida de prestaciones longitudinales con la caída

4.2 Hipótesis de partida

Tomando como base el resultado del TFG del autor en lo que a reparto de masas se refiere, sabiendo que se optimizará la posición de los elementos más pesados al máximo que permita el reglamento, y teniendo en cuenta la distancia al suelo necesaria para competir sobre asfalto, tomamos la hipótesis de que el centro de masas de vehículo se encontrará a unos 420 mm del suelo. El reparto de pesos deseado en el vehículo es de 45% delante y 55% detrás, proporción que ha demostrado ser óptima para vehículos de tracción trasera, y por ello utilizada en F1, superdeportivos de calle, prototipos de resistencia tipo LMP, etc. El peso mínimo permitido en orden de marcha es de 550 kg, por lo que se utilizará esta cifra para los cálculos. Debido a la naturaleza de los trazados de las competiciones de montaña, optimizar las prestaciones en curvas de todo tipo es mucho más importante que optimizar las prestaciones en línea recta, con lo cual se va a trabajar con el primer supuesto en el presente proyecto.

De las gráficas 4.1 y 4.2, se puede ver que para cargas verticales sobre el neumático del orden de las que se van a encontrar en una barqueta CM (orden de magnitud: 1400N en estático), se obtienen coeficientes de fricción del orden de 2, por tanto, no es descabellado pensar que se pueda conseguir

una aceleración lateral máxima de 1.8g. Al calcular la transferencia lateral de carga bajo ese supuesto, se ve que ésta es excesiva, resultando en una carga sobre las ruedas interiores de 367 N, lo que daría lugar a un vehículo inestable, propenso al vuelco al interactuar con las imperfecciones de la carretera o al “cortar” las curvas.

Se partirá entonces, para determinar los parámetros objetivo, una carga mínima de 981 N sobre las ruedas interiores a la curva, lo que resulta en una transferencia de carga del 56%, con una aceleración lateral de 1.32g (12,95 m/s²)

Volvemos a comprobar si los datos de los neumáticos cumplen con este supuesto

Para una transferencia de carga del 56%, según la gráfica 4.3, la fuerza lateral obtenible en un eje se multiplica por un factor en torno a 0,82 (interpolando, de 2800N en estático a 2250N con transferencia de carga, el factor es 0,8 y de 4350 en estático a 3650 N; el factor es de 0,84); y aunque el coeficiente de fricción máximo del neumático esté por encima de 2 para cargas del neumático inferiores a 2kN (gráfica 4.2); de la gráfica 4.1 vemos que para una deriva por debajo de 10° y una carga vertical de 2100N, la fuerza lateral está en torno a 4000 N. Por tanto, tomaremos un $\mu_{\max}=1,9$. Este valor, multiplicado por el factor de minoración por transferencia de carga interpolado anteriormente, deja un potencial del neumático de $\mu_{\text{carga lat.}}=1,52$; que permitiría el supuesto de 1,3 g de aceleración lateral

En ese supuesto, la carga sobre el neumático exterior trasero será de 2428 N, y sobre el exterior delantero, 1987 N. Trasladando esos datos a la gráfica 4.4, nos queda que las rigideces en esos neumáticos serán de 650 y 700 N/° respectivamente, por lo que las derivas en esos neumáticos serán de 6°, en el trasero y 4,5° en el delantero. Tomaremos estos valores como las derivas de ambos trenes al ser más desfavorables que las de las ruedas interiores, y por participar las exteriores en mayor medida en las fuerzas verticales y laterales en una situación de paso por curva.

Llevando esos datos de deriva a la gráfica 4.5, podemos obtener los ángulos de caída óptimos para los neumáticos delanteros y traseros que serán de 2,5 y 1 ° respectivamente. Por último, con estos valores de caída, se aprecia cómo las prestaciones longitudinales de los neumáticos en la gráfica 4.7 no se ven muy perjudicadas (solamente es apreciable un pico en aceleración para unos valores específicos de deslizamiento longitudinal en el entorno de 0,1)

En lo que a los efectos anti-dive y anti-squat se dejan en 50% y 30% respectivamente, pues los autores consultados hablan de problemas de “feeling” del piloto, ruidos o comportamiento errático frente a irregularidades del asfalto cuando los efectos mencionados pasan de esos valores

La principal novedad que se va a estudiar mediante el modelo llamado “experimental” es ubicar el centro de balanceo por encima del centro de masas, de manera que en las curvas, al aplicar una fuerza centrífuga sobre el cdm, el balanceo de la carrocería sea hacia el interior de las curvas^[9], tal y como sucede en una motocicleta y en algunos modelos de trenes, de manera que se optimiza automáticamente la caída de los neumáticos exterior e interior.

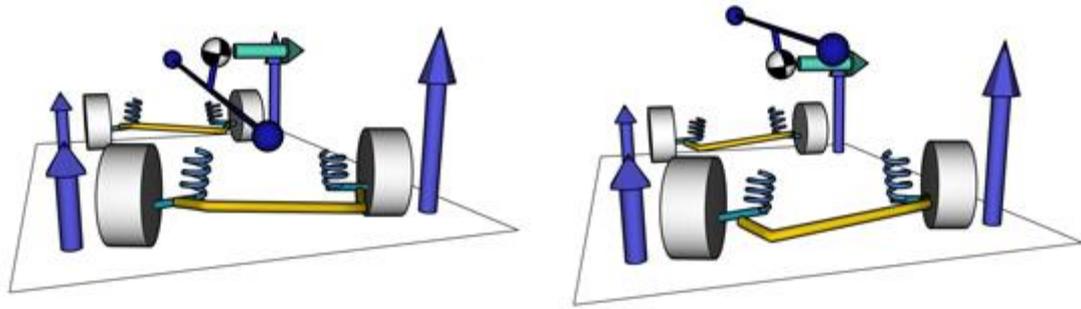


Fig 4.1: Diferencia dinámica entre un eje de balanceo por debajo o por encima del centro de masas

Los ejes de balanceo se han planteado a unos 60 mm de altura para el delantero y 68 mm el trasero en el modelo “estándar”; y 470 mm, y 475mm en el modelo experimental. La mayor altura en el eje trasero se debe a un intento de que la diferencia de carga trasera sea menor proporcionalmente que la delantera y corregir ligeramente el sobreviraje que produce el reparto de pesos 45/55

Del resto de parámetros de la suspensión, se considera que quedan por encima del alcance de un proyecto final de máster; pues para estudiarlos y optimizarlos se necesita una información y unas herramientas muy difíciles de conseguir fuera de una empresa del sector

Estos parámetros definen la geometría estática de la suspensión, dirección y las ruedas, por lo que sólo representan “la punta del iceberg”. Un buen diseño de suspensión debe mantener u optimizar dichos parámetros a lo largo de su recorrido y teniendo en cuenta los posibles movimientos de la carrocería. Este hecho se pone de manifiesto estudiando los casos de bache asimétrico y de balanceo puro, como demuestra magistralmente Calixto García en su página web ^[10].

En función del paralelismo de los triángulos superior e inferior y de la diferencia entre sus longitudes, estas maniobras afectaran al cambio de la caída y el ancho de vías en distinta manera. El objetivo es que este cambio sea el mínimo posible para maximizar el agarre disponible en el neumático y para obtener un comportamiento predecible. Por tanto, en el modelo “estándar” se ha aplicado un coeficiente de 1,3 a la longitud de los brazos de suspensión inferiores con respecto a los superiores; puesto que está comprobado que relaciones de longitudes entre 1,2 y 1,5; el control del ancho de vía es muy bueno (buena estabilidad en rectas bacheadas) y el control de caída con el balanceo del chasis es excelente.

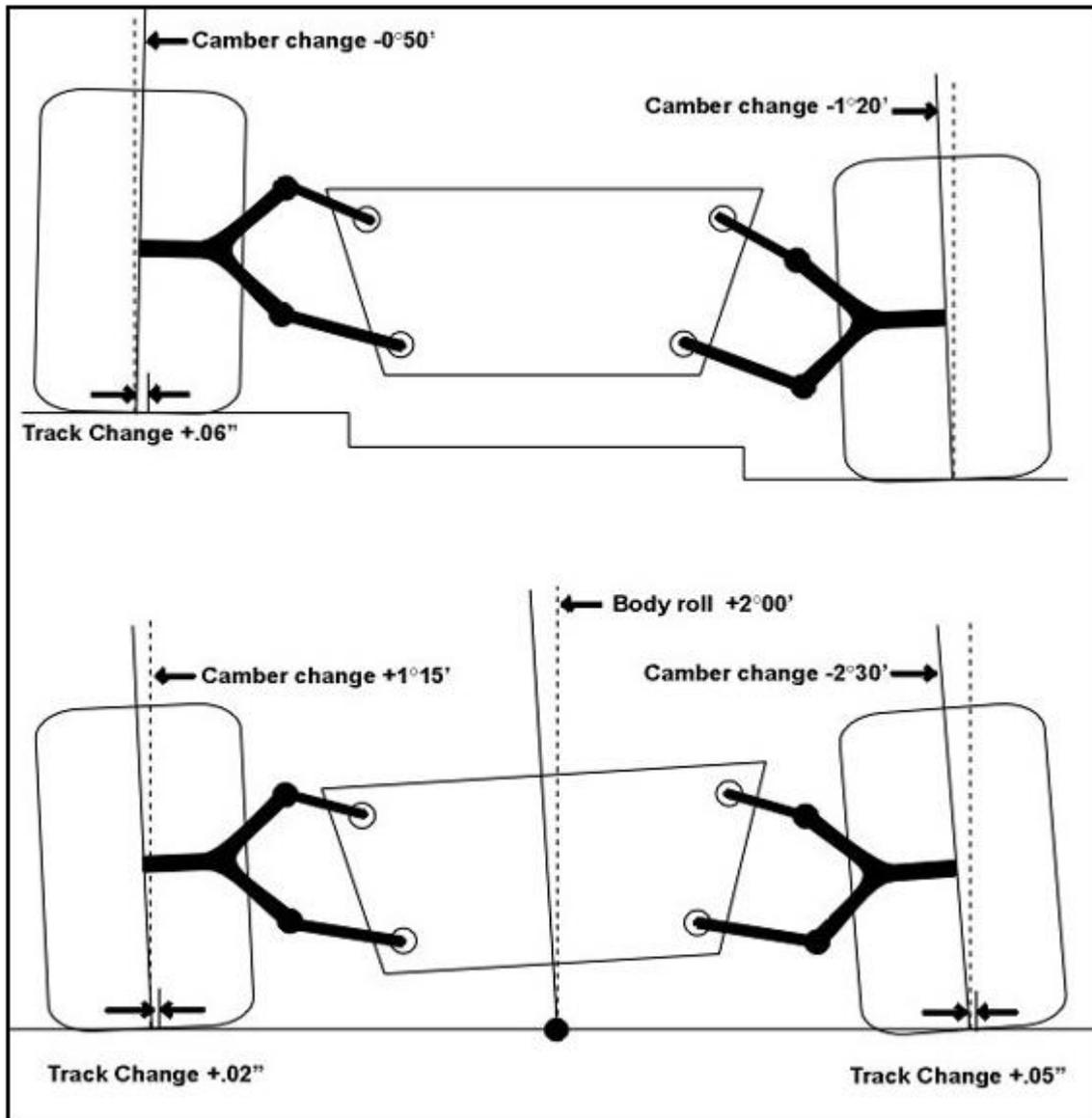


Fig 4.2: Comportamiento de la suspensión fuera de su posición estática

4.3 Obtención de las geometrías y simulación

Para modelar la geometría se utilizó uno de los programas CAE más extendidos del mundo, como es CATIA V5 de Dassault Systemes. Se partió de la base de una serie de esquemas en 2D en los que se incluyeron las cotas y restricciones necesarias para obtener la geometría deseada; pasando dichos esquemas a 3D utilizando paralelismos y otras relaciones geométricas entre las cotas del sistema.

El diseño de las piezas en sí no cobra mayor importancia siempre que se respeten los ejes y centros de rotación deseados, ya que el objeto de este proyecto es la geometría de suspensión y el guiado de la rueda; y no el diseño de un componente de acuerdo con un cuaderno de cargas, tarea que ya se llevó a cabo satisfactoriamente en una de las asignaturas del máster

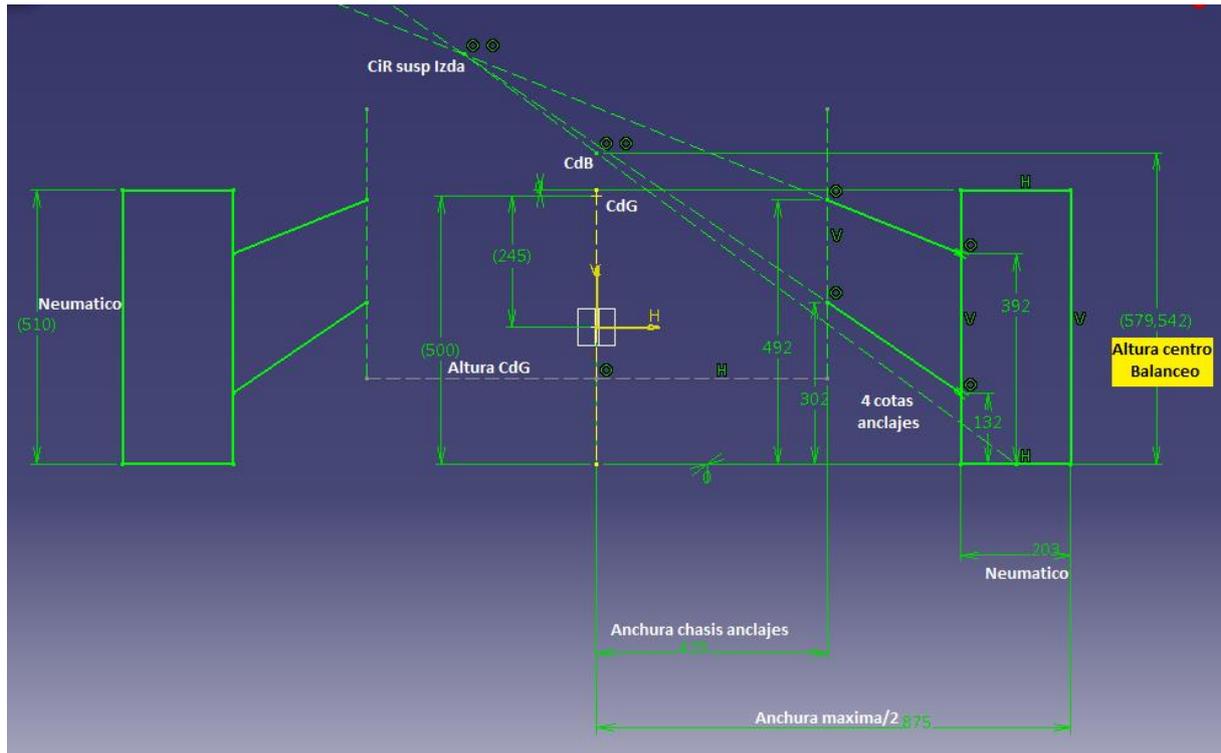


Fig 4.3: Prediseño para la suspensión delantera del modelo experimental

Así pues, tras obtener unas piezas que respetan la geometría deseada, se procede a ensamblar éstas; y a introducir el ensamblaje obtenido al módulo cinemático de CATIA. El hecho de que los brazos de suspensión modelados tengan anclajes cilíndricos en un lado y hemisféricos en el otro responde a la necesidad de obtener un modelo isostático de cara a la simulación en CAE.

Se han añadido dos pequeñas piezas (prismas semicirculares de $\text{Ø}2 \times 1,5 \text{mm}$) en los extremos superior e inferior de los neumáticos al ensamblaje en CATIA, a modo de "sensores", para que la medición de la posición de los neumáticos del modelo sea más sencilla y exacta

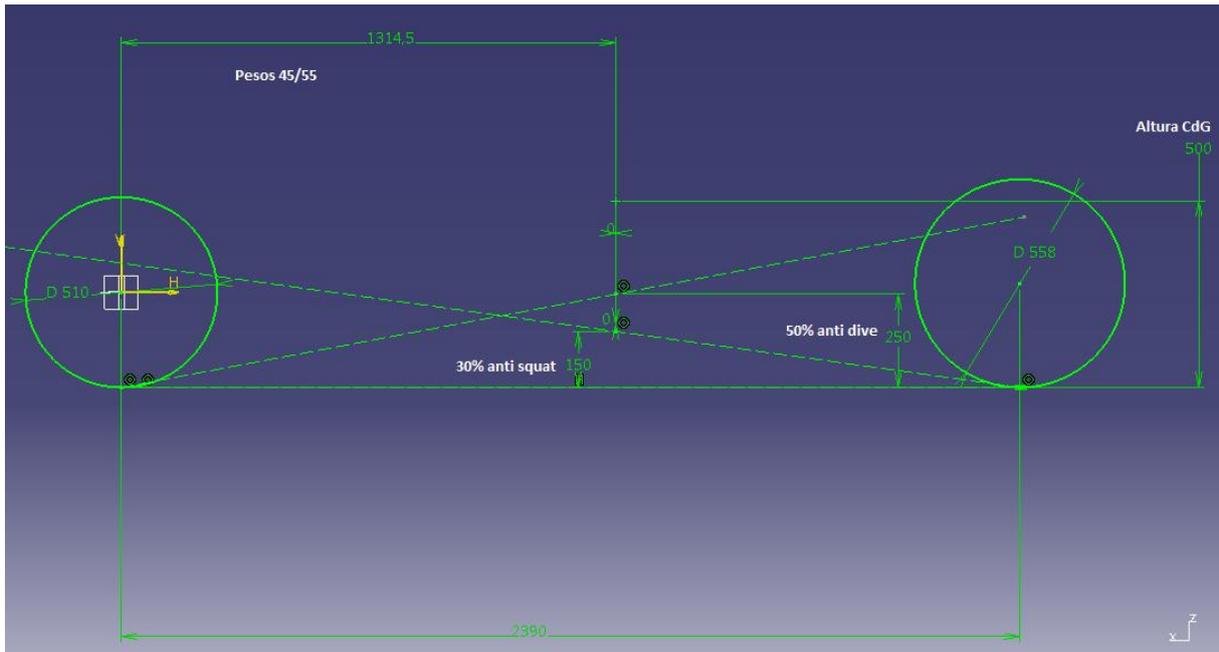


Fig 4.4: Esquema básico longitudinal del prediseño del modelo experimental

En el modelo se considera que la pieza que representa el anclaje al chasis está fija, y el parámetro para introducir el movimiento será el ángulo girado por la unión cilíndrica con el chasis del brazo superior de suspensión en todos los casos. Se medirán posiciones XYZ en los “sensores” anteriormente mencionados, distancias mínimas al soporte del chasis y parámetros de entrada al sistema. El módulo cinemático de CATIA nos permite representar estos datos en una gráfica no muy informativa, y exportarlos a un fichero de texto. Ésta última opción es la elegida para el tratamiento y la interpretación de los datos obtenidos

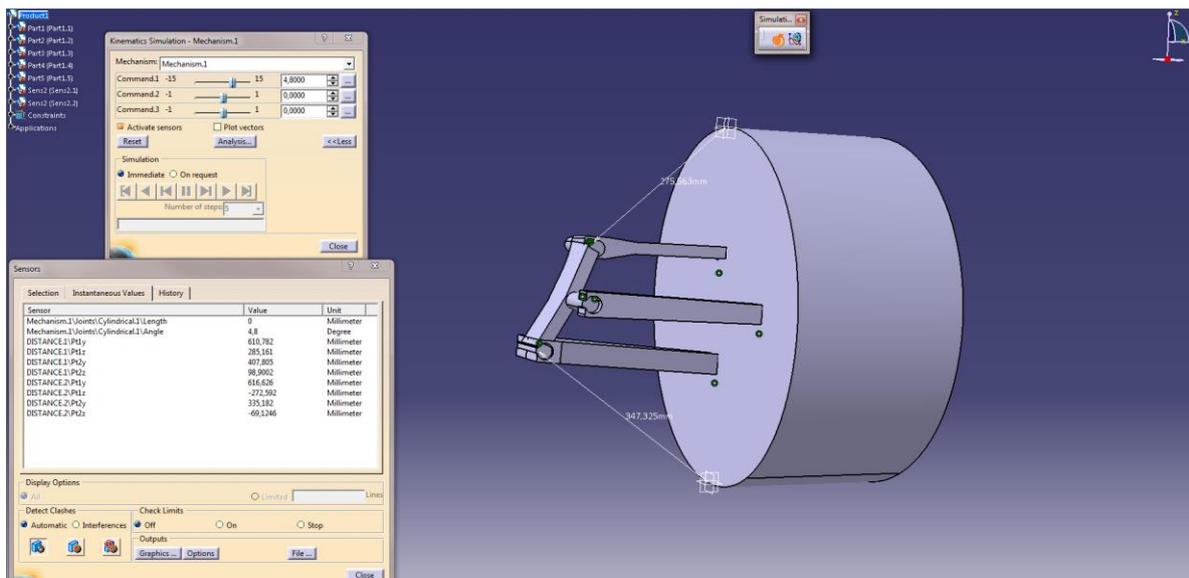


Fig 4.5: captura de pantalla de la simulación en CATIA

4.4 Tratamiento de datos

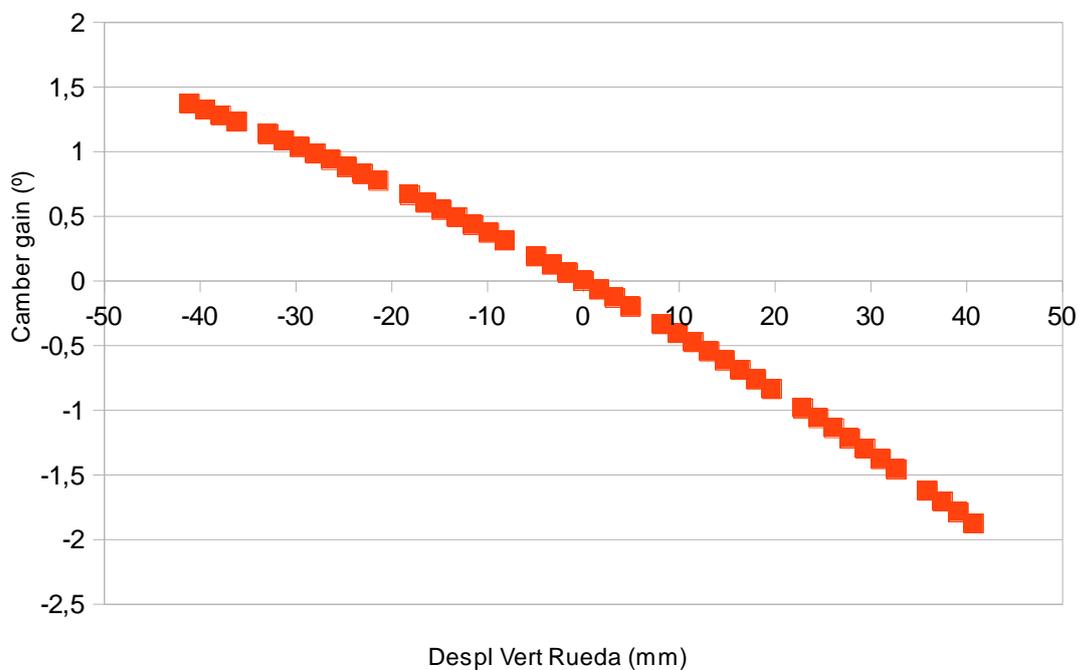
Los ficheros de texto tabulados que se obtienen de la simulación cinemática en CATIA han sido importados a una hoja de cálculo (en este caso con Open Office Calc) para su tratamiento. A partir de las posiciones XYZ en los extremos superior e inferior de las ruedas, medidas en el borde interior de las mismas, se pueden obtener la variación de distancias horizontales y verticales (longitudinales se consideran despreciables al no introducirse ángulo de dirección en ninguno de los dos ejes) y la variación del ángulo de caída según la siguiente fórmula:

$$\text{ArcSen}(\Delta\delta) = ((y_{\text{sup}2}-y_{\text{inf}2})-(y_{\text{sup}1}-y_{\text{inf}1}))/\varnothing_{\text{neum}}))$$

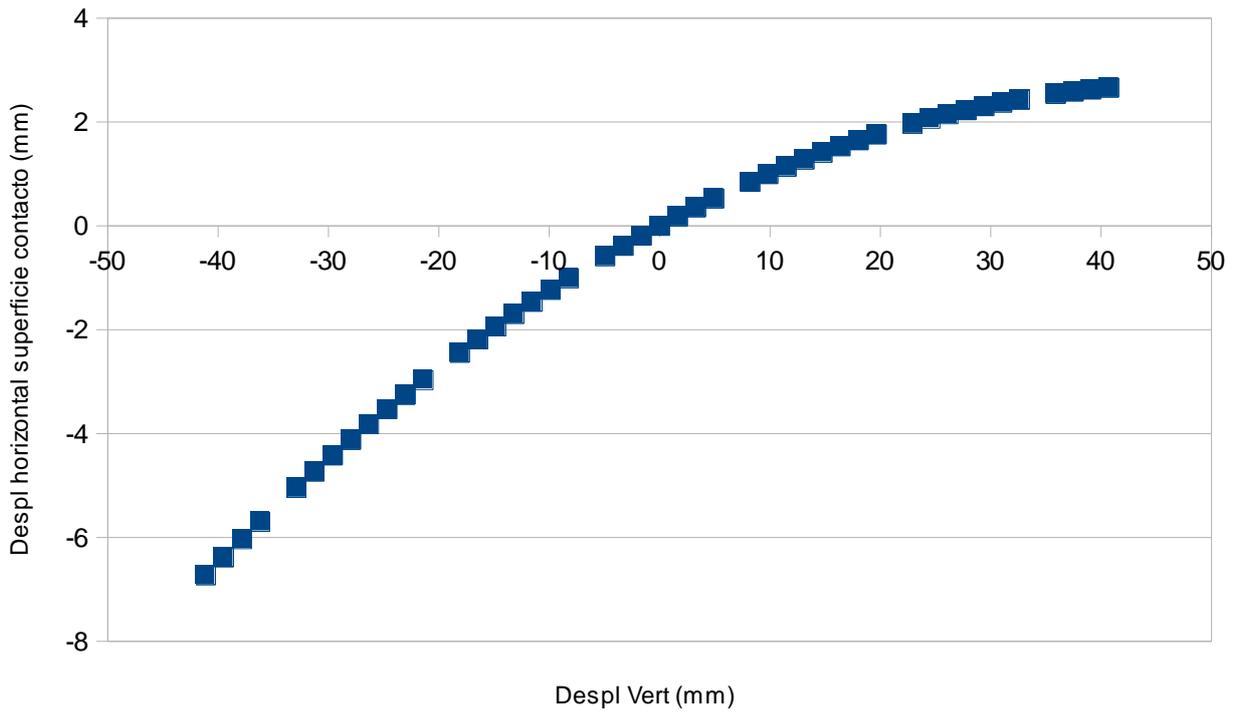
En algunos casos, se puede apreciar como el movimiento indeseado del punto de medida del lado del bastidor provoca un comportamiento extraño de los parámetros, claramente apreciable en las gráficas. La medida correctora en este caso ha sido tomar el valor de dicho punto de medida con la suspensión en “posición 0”; pues como se ha expuesto anteriormente, dicha parte del modelo se configura como fija en la simulación y no se mueve.

5 RESULTADOS Y ANÁLISIS DE LOS MISMOS

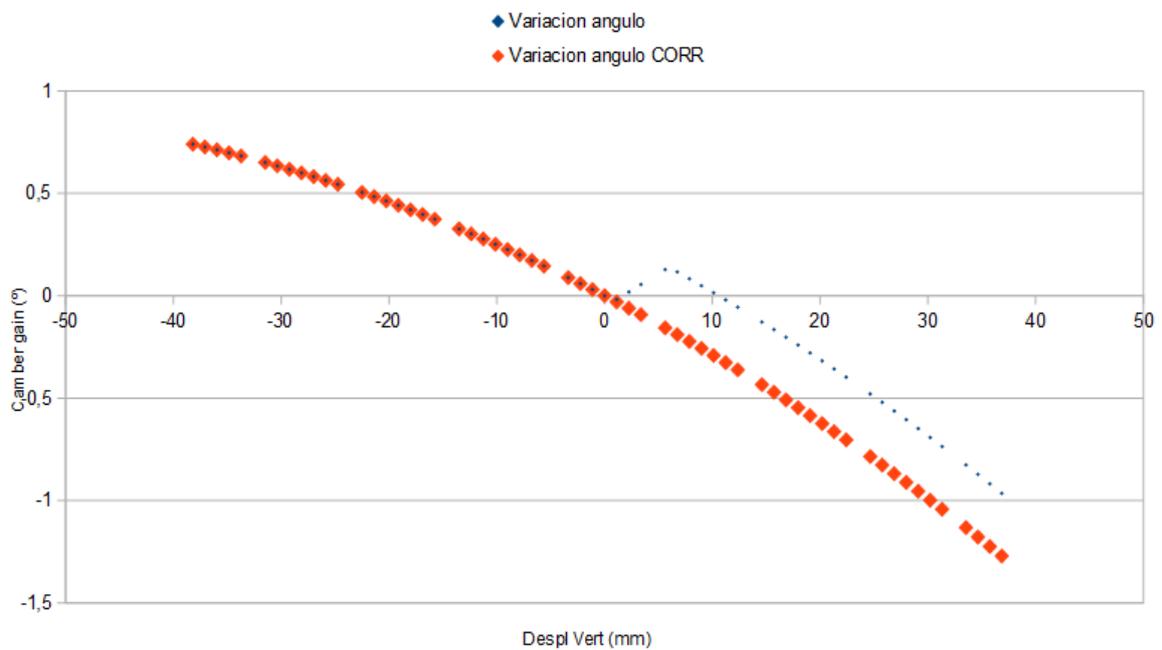
A continuación se presentan los resultados de las simulaciones dinámicas realizadas en CATIA. Aunque debido al interfaz del módulo dinámico, el parámetro de entrada en la simulación ha sido el ángulo girado por el brazo superior de suspensión (de -10° a $+10^\circ$); mientras que para la representación gráfica se ha elegido el desplazamiento vertical de la superficie de contacto del neumático como variable independiente. El motivo de esta decisión es que en un vehículo, el parámetro de “entrada” es la interacción entre el suelo y el neumático en la superficie de contacto



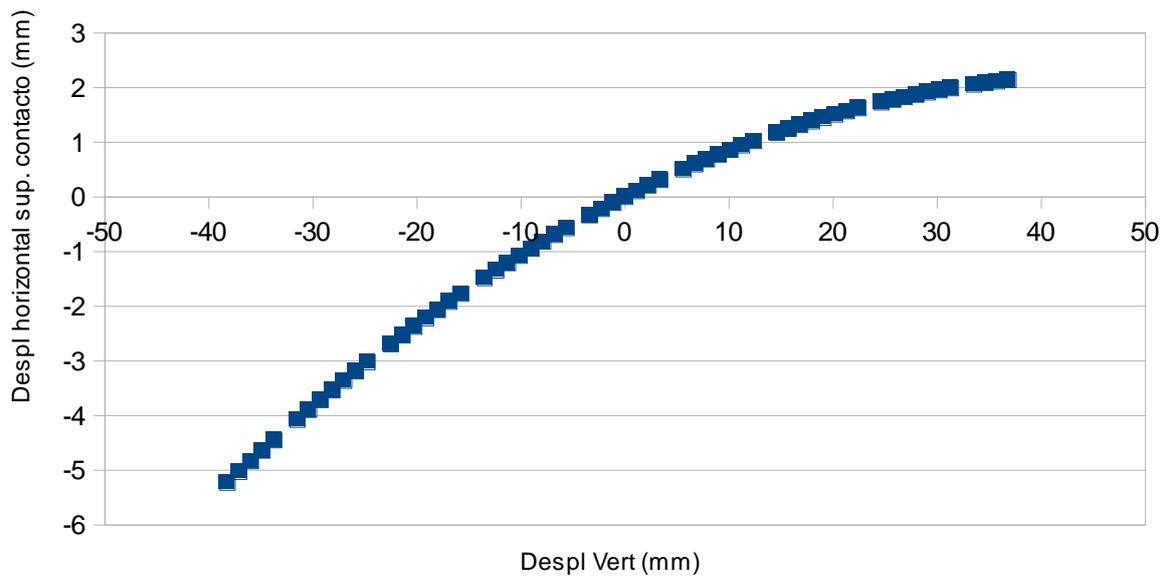
Gráfica 5.1: Variación de la caída con el recorrido de la suspensión en la suspensión delantera del modelo estándar



Gráfica 5.2: Desplazamiento lateral con el recorrido de la suspensión en la suspensión delantera del modelo estándar

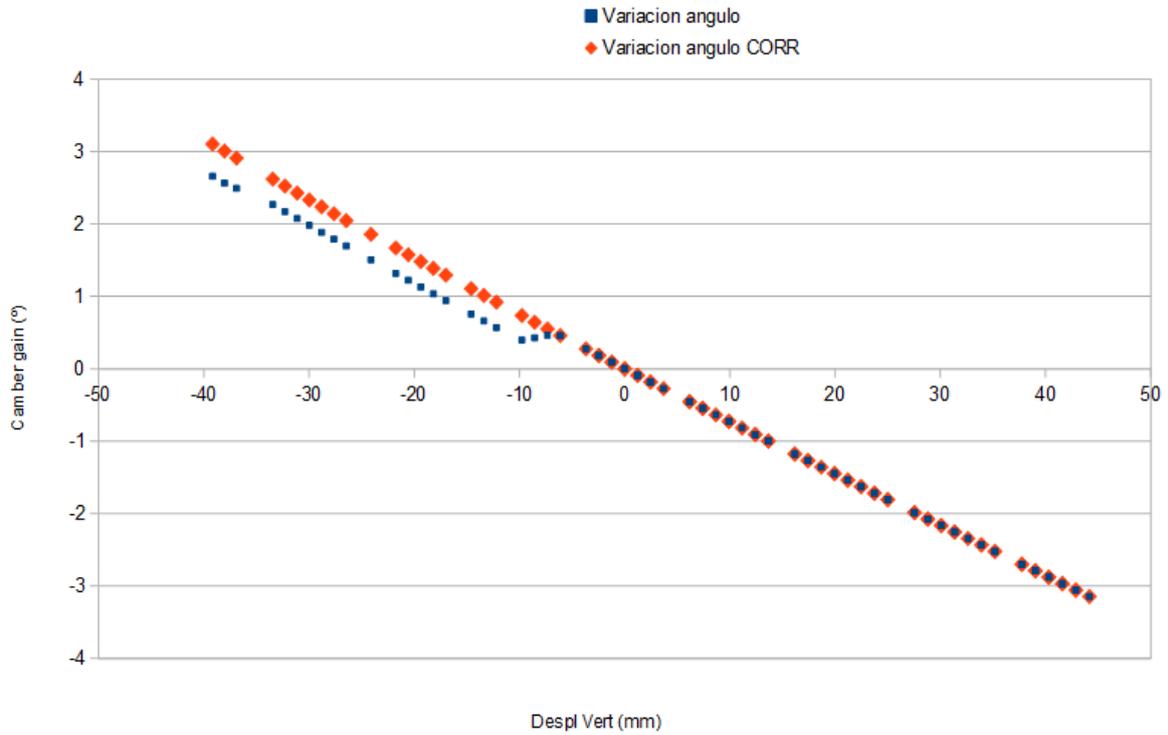


Gráfica 5.3: Variación de la caída con el recorrido de la suspensión en la suspensión trasera del modelo estándar

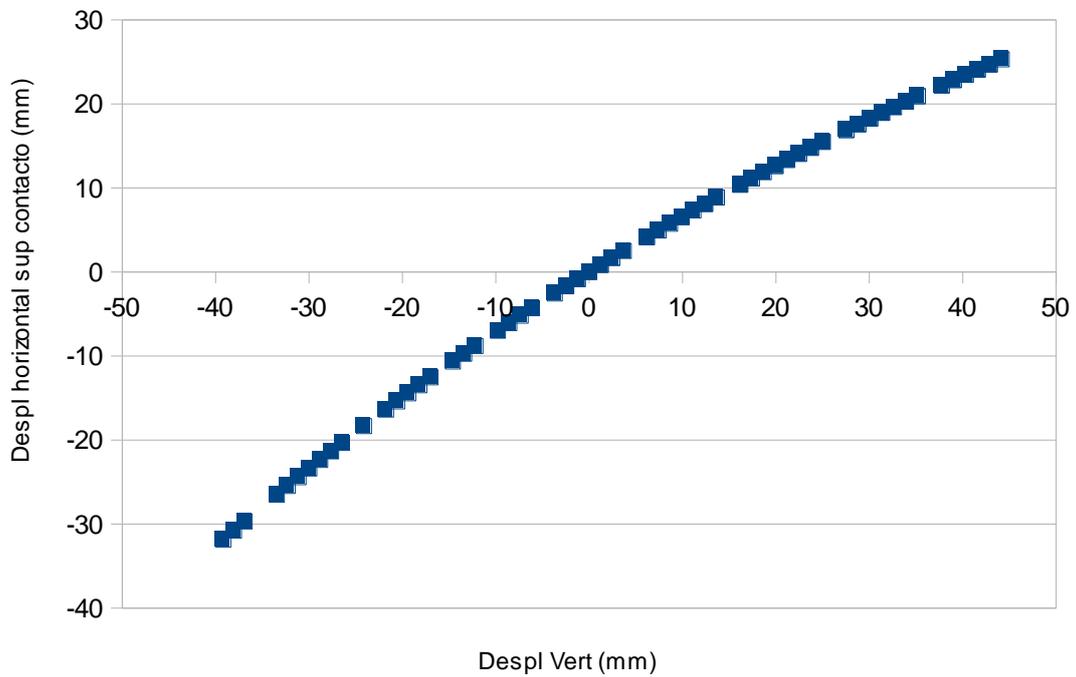


Gráfica 5.4: Desplazamiento lateral con el recorrido de la suspensión en la suspensión trasera del modelo estándar

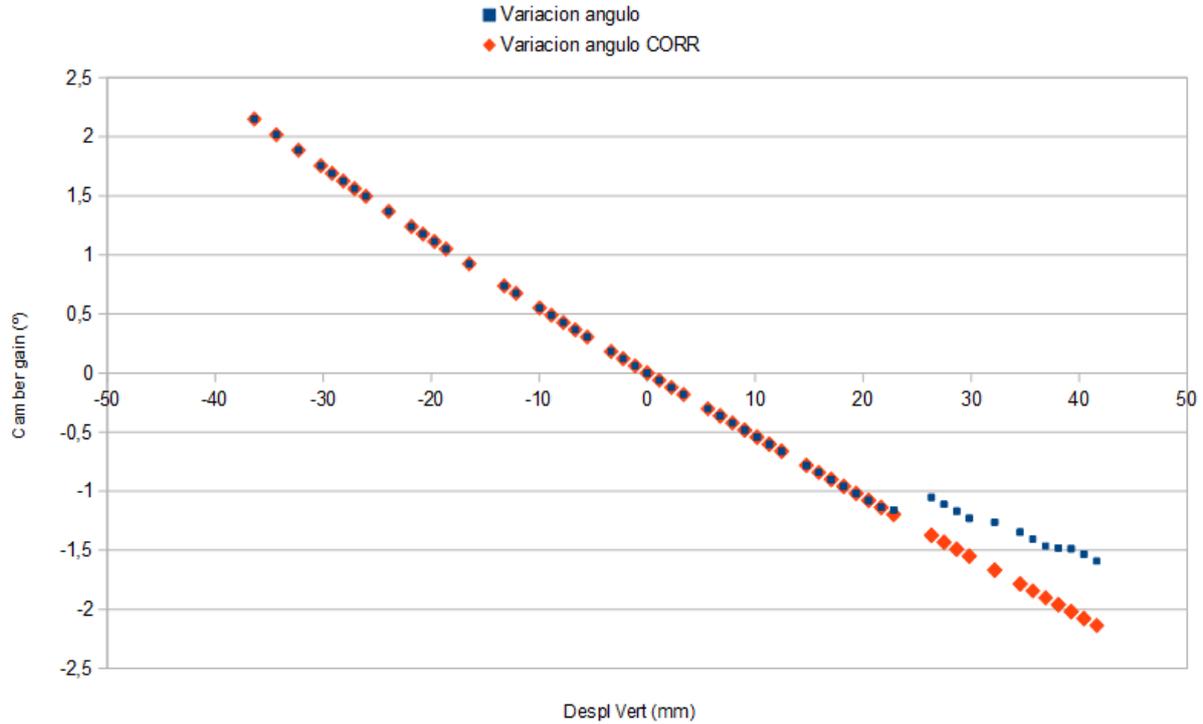
Como se puede apreciar, los comportamientos en las partes delantera y trasera de un mismo modelo son muy parecidos, lo que evitará comportamientos extraños en el vehículo. En el modelo estándar, el control de la caída es muy satisfactorio, con variaciones muy pequeñas para todo el recorrido de la suspensión, y aumentando la caída negativa conforme se comprime la suspensión (la rueda se desplaza hacia arriba, dirección Z positiva, con respecto al chasis). La variación del ancho de vías es mínima.



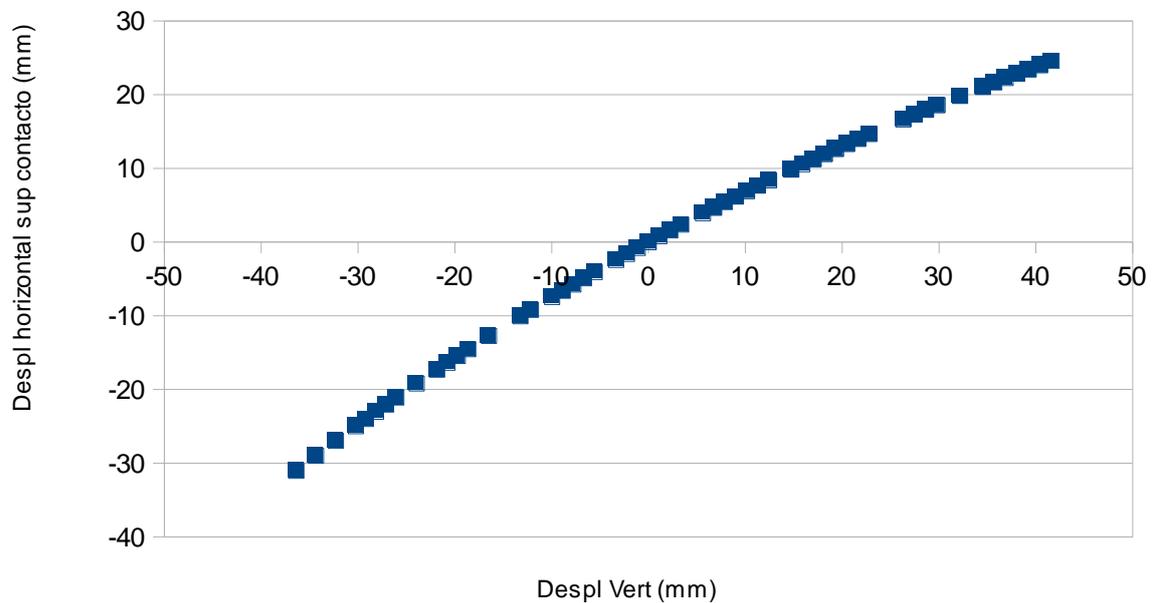
Gráfica 5.5: Variación de la caída con el recorrido de la suspensión en la suspensión delantera del modelo experimental



Gráfica 5.6: Desplazamiento lateral con el recorrido de la suspensión en la suspensión delantera del modelo experimental



Gráfica 5.7: Variación de la caída con el recorrido de la suspensión en la suspensión trasera del modelo experimental



Gráfica 5.8: Desplazamiento lateral con el recorrido de la suspensión en la suspensión trasera del modelo experimental

El comportamiento en este caso, en lo que a caída se refiere, muestra una tendencia a aumentar la caída negativa con la compresión de la suspensión al igual que en la suspensión estándar. Este efecto puede ser contraproducente en curva, pues al invertir el sentido del balanceo, la suspensión de la

rueda exterior se extiende produciendo una variación de la caída en el sentido opuesto al deseado, a falta de estudiar la transmisión de balanceo a la rueda, pues esto último depende de las rigideces de los elementos elásticos: muelles y barra estabilizadora

Para la suspensión experimental, se aprecia claramente como la posición de centro instantáneo de rotación para cada rueda hace que exista un gran desplazamiento lateral con la compresión y extensión de la suspensión, con hasta 32 mm de desplazamiento horizontal para 40 mm de extensión vertical; hecho que pone de manifiesto la dificultad de diseñar un buen sistema de guiado y mucho más de introducir un diseño novedoso que mejore el funcionamiento de lo ya existente.

Modelo	Estandar				Experimental			
Eje	Delantero		Trasero		Delantero		Trasero	
Parámetro	Caída	Despl. hor.	Caída	Despl. hor.	Caída	Despl. hor.	Caída	Despl. hor.
Valor max	1,37°	2,67 mm	0,74°	2,14 mm	3,10°	25,3 mm	2,15°	24,6 mm
Valor min	-1,87°	-6,73 mm	-1,27°	-5,23 mm	-3,15°	-31,9 mm	-2,14°	-31 mm

Tabla 5.1: Síntesis de los datos obtenidos

Por todo lo expuesto, se considera que el modelo “estándar” presenta la mayoría de ventajas sobre el papel y sería el “favorito” en caso de construirse alguno de los modelos

6 CONCLUSIONES

6.1 *Objetivos cumplidos.*

Se procederá a repasar los objetivos planteados y su grado de consecución al término del proyecto:

- *Recopilar documentación y normativa acerca de las barquetas CM, y del diseño y el funcionamiento avanzado de la suspensión de un vehículo automóvil; comenzando por las páginas web de las federaciones de automovilismo (nacional y regionales) y de estudios profesionales y académicos, sin olvidar información complementaria disponible en otras fuentes.*

El diseño y puesta a punto de suspensiones es un tema complejo y muy estudiado, por tanto, quienes disponen del saber hacer en este aspecto son muy poco dados a compartirlo, especialmente los que se dedican a ello profesionalmente. Teniendo en cuenta este condicionante, se considera que se ha hecho una buena labor de documentación. Aunque parte de ella provenga de aficionados, se trata de la interpretación de las leyes de la física y la geometría y no está sujeta a opiniones parciales.

- *Modelar y simular en software de Diseño Asistido por Ordenador una geometría de suspensión compatible con la normativa vigente, con un diseño experimental y novedoso, teniendo en cuenta las variables que influirán en las prestaciones de la barqueta.*

- *Modelar y simular otra geometría de suspensión diferente y con un diseño más convencional*

Se han modelado y simulado ambas geometrías respetando las características deseadas en ellas en todo momento y se ha obtenido información válida de dichas simulaciones.

- *Comparar cualitativamente los dos diseños e interpretar los datos resultantes del estudio por ordenador*

Los beneficios teóricos del modelo experimental propuesto no son comprobables sobre el papel, por lo que en el presente documento parece evidente que el modelo estándar es superior en cuanto a prestaciones.

6.2 *Principales aportaciones del autor del TFM*

Se considera especialmente remarcable el hecho de haber conseguido un proceso para diseñar y comprobar diversas geometrías de suspensión con software al alcance de cualquier universidad, escuela de ingeniería o academia privada; proceso que además es extrapolable a cualquier esquema de suspensión: multibrazo, dobles triángulos, McPherson, brazos tirados, etc.

Además, se ha propuesto un sistema de suspensión novedoso, que, si bien no parece tan efectivo una vez hecha la simulación, no deja de ser una propuesta interesante y un soplo de aire fresco en un ámbito en el que todo parece estar inventado

6.3 Sugerencias para trabajos futuros

A partir del presente trabajo se pueden presentar muchas ideas de trabajo, tanto complementarios como a modo de continuación. Se citan algunos ejemplos:

- Diseño y modelado de sistemas de suspensión con otra arquitectura siguiendo el proceso aquí descrito (especialmente multibrazo, falso McPherson y McPherson)

- Diseño de una geometría de suspensión con el centro de balanceo sobre el centro de masas para otra aplicación (aparte de vehículos de competición)

- Estudio y optimización de los parámetros de amortiguamiento para una barqueta CM

- Elección de un motor de acuerdo con el reglamento y diseño de los anclajes motor (y/o diseño del sistema de transmisión final) para una barqueta CM

- Diseño y estudio CFD de la carrocería de una barqueta CM

7 REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

[1] SEGURA SÁNCHEZ, ALEJANDRO; SOLACHE FERNÁNDEZ, ALEJANDRO; VILLAR ESPINA, MIRIAM: Patrimonio histórico español del juego y del deporte: Federación española de automovilismo http://museodeljuego.org/wp-content/uploads/contenidos_0000001472_docu1.pdf

[2] Historia del automovilismo https://es.wikipedia.org/wiki/Historia_del_automovilismo

[3] Reglamento deportivo del campeonato de España de montaña 2015 http://www.rfeda.es/docs/anuario/2015/anuario11_1.pdf

[4] Anexo 4 al Reglamento deportivo del campeonato de España de montaña 2015: Reglamento técnico 2015 http://www.rfeda.es/docs/anuario/2015/anuario11_5.pdf

[5] Reglamento específico de vehículos CM España 2015 http://www.rfeda.es/docs/anuario/2015/anuario11_6.pdf

[6] NAVARRETE, FERNANDO; COSTAS, FRANCISCO; “La segunda oportunidad”; 1978, Televisión Española

[7] LAMERS, WILLEM-JAN; “Development and analysis of a multi-link suspension for racing applications”; Mayo 2008; Technische Universiteit Eindhoven

[8] FENTON, JOHN; “Handbook of Automotive Design Analysis”; 2013; Newnes

[9] DE TERRALBA, ADSO; “Efecto del balanceo y del eje de balanceo en la adherencia”; Abril 2007; Ruedas de Prensa S.L www.km77.com

[10] GARCÍA, CALIXTO; “Geometría de la suspensión: vista frontal ”; 2005; www.zonagravedad.com

GILLESPIE, THOMAS D; “Fundamentals of Vehicle Dynamics” 1992; Society of Automotive Engineers Inc.

CHINCHILLA GALLEGO, PABLO; "Diseño y Modelado CAE de una Barqueta de Competición."
Agosto 2015; Universidad de Jaén

ROMO GARCÍA, JAVIER; "SUSPENSIÓN"; 2016; Apuntes de clase de la Universidad de Valladolid

DE ANDRÉS, ARTURO; DE LA TORRE, J.R.L.; "R8-TS vs. Simca 1000 GT"; Revista Autopista nº
615; 21 de Noviembre de 1970

GARCÍA, CALIXTO; "Geometría de la suspensión: vista lateral"; 2005; www.zonagravedad.com

CONSTANT, CHARLIE; "Suspension Design, definitions and effects on vehicle behavior"; 2013;
www.car-engineer.com/

"DMU Kinematics Simulator User's Guide."; 1999; Dassault systemes