

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación :

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO
CON INTENSIFICACIÓN EN DISEÑO INDUSTRIAL

Título del proyecto:

DISEÑO DE UNA SUSPENSIÓN DE PARALELOGRAMO

Javier Torres Pastor

César Díaz de Cerio García

Pamplona, 22 de Febrero de 2013

ÍNDICE

1. Objetivo.....	3
2. Antecedentes.....	4
2.1 Motostudent.....	4
3. Introducción al Sistema de suspensión delantera.....	18
3.1. Historia.....	18
3.2 Tipos de suspensiones.....	19
3.3 Teoría.....	21
4. Análisis de esfuerzos.....	52
4.1 Cálculos teóricos.....	52
5. Fuerzas en la suspensión delantera.....	86
6. Estudio de la geometría.....	95
7. Diseño modelo en 3-D.....	106
8. Diseño del muelle.....	111
9. Análisis en elementos finitos.....	118
10. Conclusiones.....	125
11. Bibliografía.....	125
12. Anexo.....	126

MEMORIA

1 Objetivo.

El objetivo general que se pretende alcanzar con la realización de este proyecto, consiste en el diseño y cálculo estructural del sistema de suspensión delantera de una moto de competición de la categoría Moto 3, para su posterior fabricación y participación en la competición MotoStudent.

Más concretamente se pretende diseñar una suspensión de paralelogramo para el tren delantero que mejore en la medida de lo posible las características de la suspensión telescópica que nos proporciona la Organización y que tenga un comportamiento lo más similar posible manteniendo la geometría de la moto. Para ello nuestro diseño deberá cumplir la condición de que sea intercambiable con la suspensión telescópica sin tener que hacer modificaciones en el chasis.

La motocicleta ha sido dividida en diferentes partes según funciones y prioridades para poder llevar a cabo su diseño y fabricación. Dentro de todo el conjunto de elementos que la conforman, hay piezas que por falta de tiempo y presupuesto no es posible llevar a cabo su diseño y fabricación, el proyecto que describen estas hojas engloba parte del piecerío del que se podría prescindir para su funcionamiento ya que la Organización nos proporciona un sistema de suspensión.

Todas las piezas que se van a analizar a continuación se han trabajado prestando especial atención a la seguridad ya que se trata de elementos que sustentan la motocicleta. La experiencia es un aspecto del cual carezco en estos momentos y en caso de duda siempre se ha optado por aumentar los coeficientes de seguridad.

Para el diseño de este tipo de suspensión primeramente haremos un estudio de la geometría de la suspensión mediante un programa 2-D, una vez tengamos definida la geometría procederemos al diseño en 3-D del piecerío y por ultimo con las fuerzas que hayamos calculado dimensionaremos el muelle y haremos un análisis FEM mediante un programa informático para comprobar si las secciones de diseño y el material escogido es capaz de soportar las condiciones críticas de trabajo, en caso de que no fuera así, se realizaran las modificaciones pertinentes para que si lo sean

Una vez definidos los parámetros más importantes se estudiarán las cargas de la motocicleta. Para el cálculo de las máximas cargas habrá que considerar las situaciones más exigentes para la motocicleta, es decir situaciones extremas donde más sufrirá la moto. Para esta labor se utilizará la teoría de ingeniería de motocicleta. Tras conocer las cargas de la motocicleta habrá que trasladarlas dichas cargas al sistema de suspensión de la motocicleta.

2 Antecedentes

Este proyecto surge como consecuencia del diseño de una moto de competición, el cual engloba el diseño de una gran cantidad de sistemas y mecanismos que la componen, como puede ser el chasis, suspensión, sistema de admisión y de escape, basculante, aerodinámica, dirección, partiendo para ello de las piezas que han sido suministradas por la organización y adaptando nuestro diseño a ellas etc.

A continuación se va a explicar algo más sobre el origen de este proyecto, para permitir una mejor comprensión del marco en que se desarrolla.

2.1 Motostudent

La Competición

La competición MotoStudent, promovida por la fundación Moto Engineering Foundation (MEF), es un desafío entre equipos universitarios de distintas universidades españolas, europeas y del resto del mundo. Consiste en diseñar y desarrollar un prototipo de moto de competición de mediana cilindrada 250cc y 4 tiempos, que competirá con su evaluación pertinente, en unas Jornadas que se llevarán a cabo en las instalaciones de la Ciudad del Motor de Aragón (en el circuito de Alcañiz). Para el propósito de esta competición, cada equipo universitario debe considerarse integrado en una empresa fabricante de motos de competición, para desarrollar y fabricar un prototipo bajo unos condicionantes técnicos y económicos dados. La competición en sí misma es un reto para los estudiantes, en la cual en un periodo de tiempo de tres semestres han de demostrar y probar su capacidad de creación e innovación y la habilidad de aplicar directamente sus conocimientos y capacidades como ingenieros enfrentándose a su vez a la competencia que suponen los demás equipos.



Figura 2-1: Logo oficial de la competición Motostudent

Fases de la Competición

La competición tiene una duración de 18 meses, durante los cuales se debe plantear todo el escenario real de un equipo de motociclismo de competición. Para ello, los equipos parten de un planteamiento realista donde, una vez establecidos los componentes del mismo, se debe buscar apoyo externo y, sobre todo, patrocinadores que aportarán la financiación necesaria y/o equipos, materiales, componentes, apoyo y asesoría técnica, etc.

Una vez obtenido el importe mínimo necesario para asegurar la participación en la competición y Justificado dicho soporte económico a la Organización, se pasa a la siguiente fase: "La fase de diseño".

En esta fase, se debe diseñar completamente la moto de competición ciñéndose a un reglamento técnico y organizativo, cumpliendo los plazos fijados por la Organización, y ajustándose a los recursos puestos a disposición del equipo por los patrocinadores, colaboradores y la universidad. A la par que el diseño de los distintos componentes, se deberán desarrollar y planificar los distintos medios y métodos para la fabricación y montaje de los componentes que lo requieran así como la compra de otros elementos posiblemente comerciales, para de esta forma llegar a construir la moto.

A lo largo de todo el proceso también será preciso realizar numerosas pruebas de diseños, componentes, y puesta a punto de un prototipo que permita realizar los ajustes pertinentes que garanticen la competitividad de la moto durante la competición. Además, se deberá estar atento a las posibles modificaciones que pueda realizar la Organización respecto a cualquiera de los aspectos que engloban a la competición, ya que se encuentra abierta a cualquier tipo de reajuste en función de la marcha de los acontecimientos.

Durante toda la competición (fase de diseño, pruebas y carrera), la Organización exigirá a los equipos ciertas Justificaciones así como requisitos mínimos que deberá cumplir la moto, siendo estos los siguientes:

- **Presentación de justificación de sponsors.** En la que los equipos participantes deben Justificar de forma clara que empresas e instituciones sufragan la construcción del prototipo, antes del 1 de Octubre del 2011.
- **Presentación de diseño cerrado.** Antes del 31 de Mayo del 2012 (posteriormente la organización aplazó esta fecha hasta el 30 de Junio de 2012), los equipos participantes presentarán a la Organización información gráfica en detalle del prototipo que será guardada por la Organización. Esta información deberá permitir a los Jurados, sin manipulación informática alguna, verificar los futuros prototipos. Esta documentación sólo será analizada por los Jurados en las Jornadas de competición y validarán que el prototipo presentado responde a esa información gráfica. Como es lógico, se pueden aceptar modificaciones pero no de carácter sustancial.
- **Presentación de un prototipo.** Del 11 al 14 de Octubre, cada equipo mostrará y explicará su prototipo para que sea revisado por los inspectores conforme a los aspectos dimensionales y de seguridad que indica el reglamento técnico.
- **Realización de una prueba mínima de funcionamiento en parque cerrado,** la cual consistirá en una prueba de arranque y parada y de maniobrabilidad a derechas e izquierdas entre 10 conos situados a 3 m de distancia uno de otro.
- **Presentación,** en el stand preparado por la organización, de los paneles informativos que consideren convenientes.

- **Defensa del proyecto industrial** del citado prototipo ante un Jurado de expertos elegidos por la organización.
- **Comprobación de la seguridad de la motocicleta** en un banco de pruebas. Esta fase pretende ser garantía de robustez, fiabilidad y seguridad ante las pruebas en circuito. Así las motos deberán superar las siguientes pruebas:
 1. Prueba de resistencia de chasis según especificaciones de reglamento técnico.
 2. Prueba de frenada en banco de rodillos según especificaciones de reglamento técnico.
 3. Análisis de gases de escape según especificaciones de reglamento técnico.
 4. Prueba de ruidos.
- Aquellos equipos que hayan superado las pruebas de seguridad pondrán sus motos a disposición de profesionales de pruebas y ensayos elegidos por la Organización que harán una valoración de sus prestaciones en el circuito de velocidad. Cada moto será probada por un mínimo de tres pilotos, los cuales evaluarán:
 1. Capacidad de frenada.
 2. Capacidad de aceleración.
 3. Maniobrabilidad.
 4. Estabilidad.
 5. Velocidad punta.
- Desarrollo de la carrera en el circuito de Alcañiz en el cual las motos serán probadas por pilotos seleccionados por cada equipo.

De forma esquemática, las fases del proceso de validación del prototipo serán las siguientes:

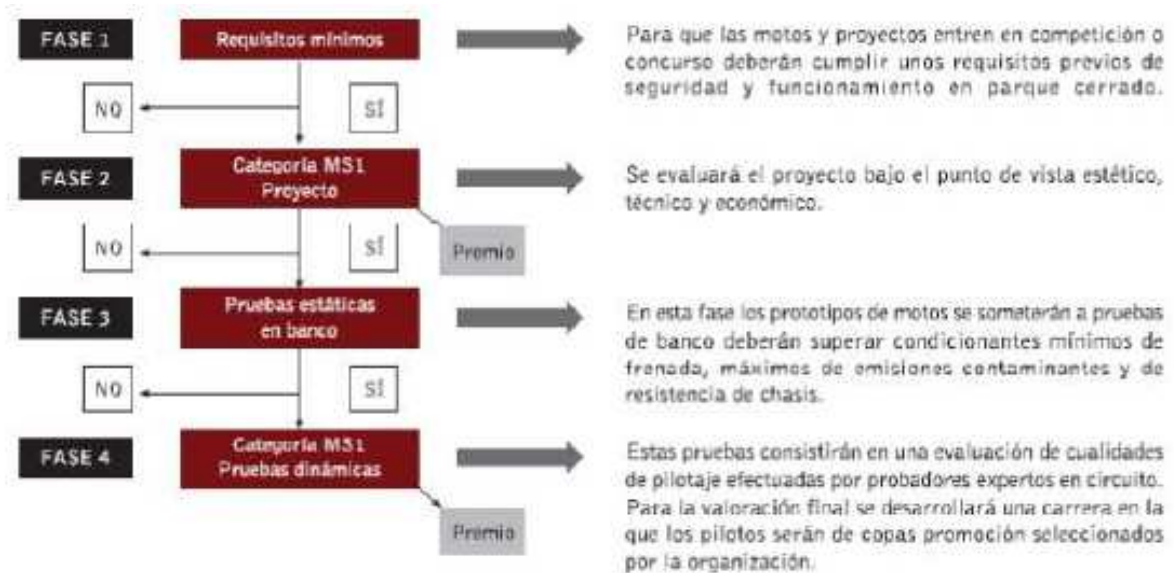


Figura 2-2: Fases de validación del prototipo

La competición de Motostudent es sobre todo una competición ingenieril, no pudiendo ser resumida en una sola carrera. El equipo ganador será el que consiga la mayor cantidad de puntos en las distintas fases. Un Jurado designado por la organización realizará la evaluación correspondiente en cada caso.

Esta será la forma según la cual los puntos serán repartidos:

1. Proyecto industrial, máximo de 600 puntos divididos en:

- Diseño industrial del vehículo: 150 puntos
- Análisis y cálculos técnicos: 175 puntos
- Definición del sistema de fabricación e industrialización: 175 puntos
- Análisis de costos del desarrollo del prototipo y del proceso industrial de fabricación en serie: 100 puntos

2. Evaluación de las prestaciones, máximo de 400 puntos divididos en:

- Capacidad de frenada: 80 puntos
- Capacidad de aceleración: 80 puntos
- Maniobrabilidad: 80 puntos
- Estabilidad: 80 puntos
- Velocidad punta: 80 puntos

3. Carrera, máximo de 100 para el vencedor:

Puesto en carrera	Puntos
Primero	100
Segundo	90
Tercero	85
Cuarto	80
5° a 9°	76-60 (4 puntos de diferencia entre cada puesto)
10° a 15°	57-42 (3 puntos de diferencia entre cada puesto)
16° a 30°	40

Tabla 2-1: Reparto de puntos en carrer

Aquellos equipos que no terminen la carrera no obtendrán ningún punto en esta fase.

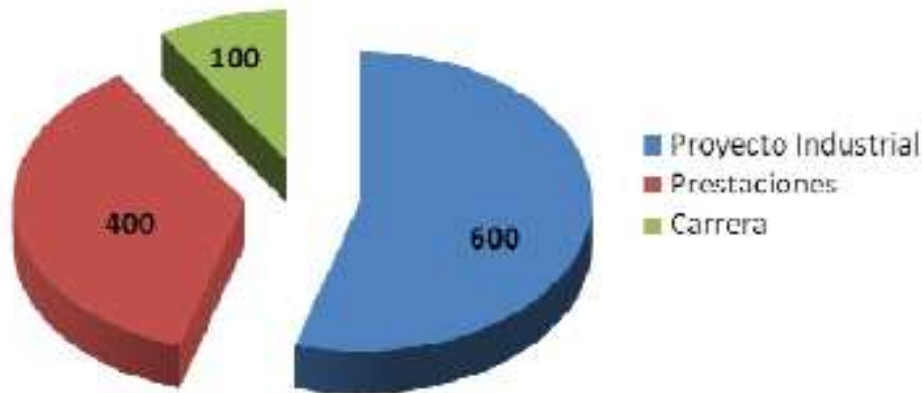


Figura 2-3: Puntos en Juego en cada fase

Mediante este sistema de puntuación se demuestra la clara intención de la Organización en premiar los mejores proyectos industriales y de diseño, minimizando así la importancia de la carrera, ya que en ella pueden intervenir muchos factores que se escapan al control de los participantes. Observando la puntuación de la carrera, se puede observar también que las diferencias por puesto no son muy exageradas, dándole mayor importancia al hecho de haber construido una moto capaz de correr y completar la prueba.

El equipo

El equipo "UPNARacing" que representa a la UPNA en esta competición, está constituido por ocho estudiantes de esta misma universidad de las titulaciones de Ingeniería Industrial (II) e Ingeniería Técnica Industrial Mecánica (ITIM):

Nombre	Titulación	Curso	Proyecto
Sergio Blanco	ITI	3º	Gestión del proyecto
David Sotes	ITI	3º	Industrialización del proyecto
Carlos Rehoyo	II	5º	Diseño de maqueta y pie cerio
María Ángeles Ruiz	II	PFC	Diseño, cálculo y dimensionamiento de chasis, basculante y elementos de suspensión trasera
Gerardo Herce	ITI	3º	Diseño de los sistemas de escape, admisión y refrigeración
Claudia Álvarez de Eulate	II	5º	Fabricación del prototipo
Javier Torres	ITI	3º	Diseño, cálculo y dimensionamiento de suspensión delantera alternativa de paralelogramos
Gonzalo Amatrain	ITI	3º	Colaborador

Tabla 2-2: Lista de componentes del equipo de Motostudent

Todos ellos cumplen con los requisitos impuestos por la Organización del evento para poder participar en la competición. Además el equipo se encuentra dirigido por tres profesores de la UPNA:

César Díaz de Cerio
Miguel Ángel Arizcuren
José Sancho

Al ser requerido un nombre que representará a todo el conjunto de estudiantes y profesores, el equipo ha sido inscrito en la competición como: "UPNARacing". Los componentes del equipo han diseñado su logo tal y como se muestra en la siguiente figura:



Figura 2-4: Logo UPNARacing

Además, se cuenta con un grupo de apoyo que participa en el desarrollo técnico, pero sin estar inscritos oficialmente en la competición, que aportan conocimiento y ayuda al grupo oficial en el desarrollo de toda la competición.

Datos de partida

Antes de iniciar el diseño del chasis, basculante y demás componentes de la suspensión trasera, es necesario conocer las pautas establecidas por la Organización, ya que serán impuestas unas especificaciones de partida para el diseño de todas la motos que van a participar en la competición. Esto establecerá las limitaciones y libertades que se poseen a la hora de diseñar de manera que la moto sea validada y pueda competir en el evento.

Reglamento técnico

Este reglamento técnico, establecido por la Organización [Anexo 1], contiene la normativa técnica reguladora de la competición. Con él se pretende estandarizar y acotar la gran variedad de posibilidades que existe en la construcción de un prototipo de moto de

competición. De este modo, todos los proyectos presentados por las diferentes universidades inscritas en la competición se ajustarán a una línea de trabajo orientativa y común, posibilitando una competencia objetiva entre los participantes.

Así pues, el primer paso a dar en la realización de este proyecto consistirá en un análisis detallado de dicho documento, con el fin de conocer y ser consciente de los límites y libertades en lo que al diseño de la moto se refiere. En concreto, este estudio deberá centrarse principalmente, en las partes del Reglamento referentes a todo aquel elemento o sistema relacionado con el chasis, basculante y suspensión trasera que tenga influencia en la realización de este proyecto.

Una vez analizado todo ello se pueden considerar las siguientes restricciones establecidas por la Organización que afectan directamente a la elaboración de este proyecto:

La motocicleta

La motocicleta es un modelo para pista de tipo carreras. Paralelamente a su diseño se irá desarrollando una simulación de su producción en cadena, requisito para participar en la competición. El objetivo de la competición es la construcción de un vehículo de dos ruedas a motor de combustión interna. Dicho vehículo será concebido para el pilotaje de un solo ocupante. La motocicleta deberá ser un prototipo diseñado y construido para la competición de carreras de velocidad.

Requerimientos generales del diseño

Dimensiones

Las dimensiones de la motocicleta son libres exceptuando algunos requisitos básicos:

La anchura mínima entre los extremos de los semimanillares ha de ser de 450 mm. El ángulo mínimo de inclinación lateral de la motocicleta sin que ningún elemento de la misma toque el pavimento debe ser 50°. Dicha medición se realiza con la motocicleta descargada pero con todo el equipamiento y líquidos para su funcionamiento.

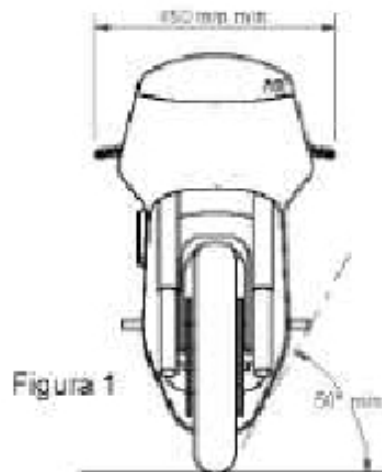


Figura 3-2: Dimensiones mínimas requeridas (vista Lateral)

La distancia libre al pavimento con la motocicleta en posición vertical ha de ser de un mínimo de 100 mm en cualquier situación de compresión de suspensiones y reglajes de geometrías.

Limite posterior: Ningún elemento de la motocicleta podrá rebasar la línea tangente vertical trazada a la circunferencia exterior del neumático trasero.

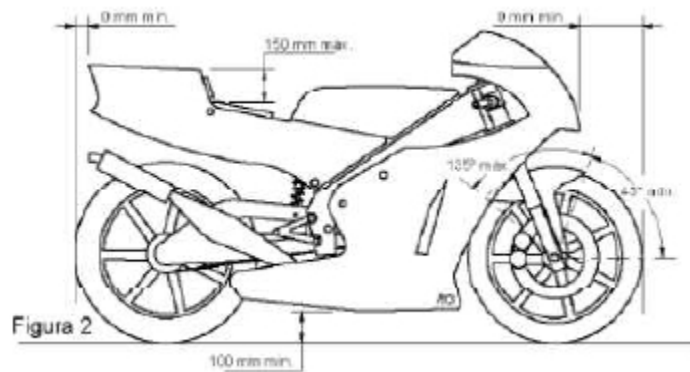


Figura 3-3: Dimensiones mínimas requeridas (vista Superior)

La distancia de los neumáticos a cualquier elemento de la motocicleta diferente de la rueda no podrá ser inferior a 15 mm en toda posición de la misma y reglaje de geometría. La anchura máxima del asiento debe ser de 450 mm. No podrá sobresalir de esa anchura ningún otro elemento de la motocicleta del asiento hacia detrás excepto el sistema de escape.

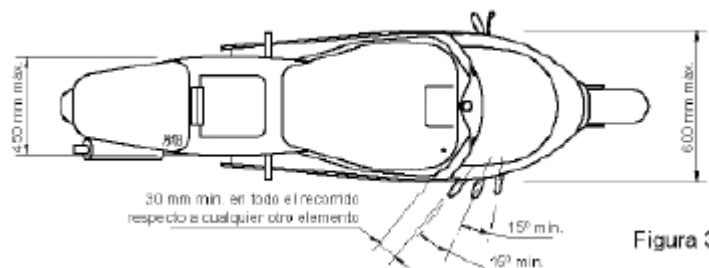


Figura 3-3: Dimensiones mínimas requeridas (vista Superior)

Suspensiones

El diseño de la suspensión delantera y trasera es libre pero en caso de horquilla delantera y amortiguador trasero deberán ser los proporcionados por la organización. No se permite la modificación estructural de los mismos, solo el cambio de muelles y fluidos hidráulicos (viscosidad del aceite).

Dirección

En todo el recorrido de giro de la dirección no deberá existir ningún elemento que interfiera en una tolerancia de 30 mm entorno a los puños del manillar a accionamientos.

El ángulo mínimo de giro de la dirección deberá ser de 15º medidos a cada lado del eje longitudinal de la motocicleta y deberá estar limitado por un tope a cada lado.

Está permitido el uso de amortiguador de dirección.

Estriberas

Como requisito deberán tener protegidos los extremos con un tope de nilón de un radio mínimo de 8 mm. Deberán disponer de protectores laterales para evitar que la bota del piloto pueda interferir con elementos móviles como cadena o neumático trasero.

Basculante

El basculante deberá ser de fabricación propia. Está prohibido el uso de titanio, aleaciones ligeras y compuestos de fibra en la fabricación de los ejes de rotación del basculante. Es obligatorio el uso de un protector de cadena que impida la interferencia entre el cuerpo del piloto y el punto de engrane cadena-corona en la rueda trasera.

Motor

Se deberá utilizar el motor proporcionado por la organización, el cual se entregara sellado y se prohíbe totalmente su manipulación interna. Es un motor mono cilíndrico de 250 cc 4 T tiempos con refrigeración líquida.

Procedimiento de verificaciones técnicas

Para el control y verificación de vehículos se creara una ficha por cada prototipo. Este documento será rellenado por los verificadores técnicos en la fase previa a la competición. Una vez contrastados todos los apartados se deberá dar la calificación de "apto" para poder participar en las diferentes pruebas. Tras la verificación se fijará un adhesivo de la organización comprobante de la aceptación del prototipo.

Homologación del chasis

La organización se reserva el derecho de verificar el chasis mediante una prueba previa a la competición. Será necesario presentar previo a la competición un estudio teórico de cargas sobre el chasis.

La prueba se realizará en un potro de ensayo. Se aplicaran dos tipos de carga simultáneas. Una carga horizontal progresiva sobre la pipa de la dirección de 275 kg en dirección longitudinal (dirección de marcha) a la motocicleta y otra vertical de 200 kg sobre el soporte trasero (subchasis). Estas cargas se aplicaran sucesivamente 5 veces consecutivas y se verificara que la medida es repetitiva en cuanto a deformación con un error entre medidas

inferior a un 10% y no aparece ningún tipo de fallo o fisura ni en los componentes ni en los elementos de unión. No se admitirán deformaciones permanentes en la estructura del chasis.

En la página web se muestra el esquema del banco y los componentes suplementarios que debe aportar cada equipo a la organización para estas pruebas.

Verificación de cotas generales

Se medirán y supervisarán las cotas generales de diseño estipuladas en el reglamento.

Verificación de pesos

Se acondicionará un centro de verificaciones y controles donde los participantes podrán verificar su vehículo. Se podrá solicitar por la organización controles de pesos en cualquier fase de la competición.

Los controles se realizarán sobre el vehículo en orden de marcha con todos sus sistemas y componentes además de los líquidos necesarios para su uso. Inicialmente se realizará una calibración del sistema de medida. Se realizarán tres pesadas del vehículo y la media de los tres resultados será el valor asignado.

La tolerancia en la medida es 1 kg por debajo del mínimo.

Verificación de ruidos

El prototipo será analizado en un espacio abierto donde no existan obstáculos en un radio de 10m.

El ruido ambiente no podrá ser superior a 90 dB/A en un radio de 10 m. La medida se realizará a 50 cm del extremo del tubo de escape y en un ángulo de 45°. La medida límite será de 115 dB/A. La verificación se realizará a un rango fijo de revoluciones del motor. 7000 min⁻¹.

Verificación del cumplimiento de la normativa de seguridad

Se realizará una verificación completa de cada uno de los puntos referentes a seguridad de cada uno de los apartados descritos en este reglamento. Por encima de cualquier criterio técnico a nivel de prestaciones o construcción del vehículo deberá prevalecer, como prioritario, la seguridad de los participantes. Para ello, todos los prototipos deberán cumplir los requisitos de seguridad en cualquier fase de la competición. De manera especial se hace hincapié en la verificación del vehículo tras haber sufrido un accidente con el fin de garantizar la seguridad del mismo.

Espacio en el bastidor para adhesivo de verificación técnica

Se deberá proveer al bastidor de un espacio mínimo de 70 mm de ancho por 40 mm de alto para la fijación del adhesivo de verificación de la organización. Si no directamente en el bastidor, se deberá habilitar una placa para la fijación del mismo.

Componentes estándar

La Organización proporciona una serie de piezas que deben ser incorporadas por todos los equipos en las motocicletas, en base a las cuales debe desarrollarse el resto del prototipo. Lo que se busca con estas restricciones es encontrar un punto de partida común para todos los equipos facilitando el inicio del diseño global de la motocicleta y de esta manera ajustar los prototipos a una línea de trabajo, posibilitando una competencia objetiva entre los participantes. Como se comprobará más adelante, de entre ellas sólo algunas están en relación con los componentes objeto del proyecto.

Las piezas proporcionadas por la Organización son:

Motor

El motor proporcionado por la Organización puede observarse en la imagen siguiente, donde además se especifican algunas de sus partes:

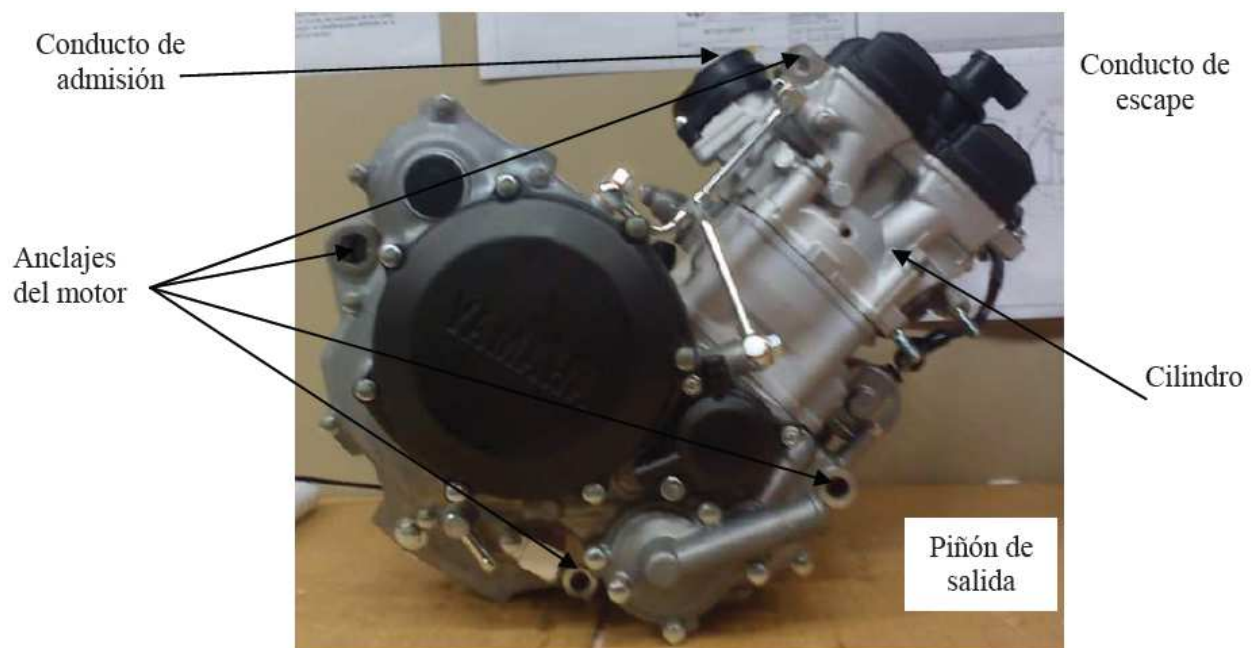


Figura 3-4 Motor

Los elementos más importantes del motor a tener en cuenta a la hora de realizar este proyecto, y en concreto, a la hora de diseñar el chasis son:

Los anclajes: Al tratarse de un motor fabricado inicialmente para una motocicleta de enduro, casi todos los anclajes se encuentran en su parte inferior, ya que teóricamente se sujeta al chasis por medio de una jaula.

Posición de la salida del escape: Es necesario conocer esta posición para permitir el acople del tubo de escape sin que interfiera con el chasis y además se pueda amarrar a este.

Posición del carburador: Es necesario conocer su posición para que no interfiera con el chasis y además permita colocar el airbox.

Posición del piñón: Es necesario conocer su posición ya que es un elemento importante para el comportamiento dinámico de la motocicleta.

Horquilla

La competición proporciona una horquilla. Se diseñará un sistema de suspensión delantera alternativo de paralelogramos, aunque en principio utilizaremos este sistema. La horquilla es la que monta la Yamaha YZF R125 cc.



Figura 3-5: Yamaha YZF R125 cc.

Amortiguador

El amortiguador trasero es muy sencillo tal y como se muestra en la imagen. Se trata de un amortiguador SACHS. Este tipo de amortiguador no admite ningún tipo de regulación, por tanto no podemos regular ni precarga ni compresión ni extensión, la única manera de variar su comportamiento sería cambiando la dureza del muelle.



Figura 3-6 : *Amortiguador SACHS.*

Llantas

La organización proporciona las mismas llantas a todos los equipos, estas son las que monta la YZF R125 cc.



Figura 3-7: YZF R125 cc

Neumáticos

Los neumáticos, al igual que las llantas, son proporcionados por la organización y comunes para todos los equipos. Se trata de neumáticos DUNLOP motorsport, el delantero será un 95/75R17 y el trasero un 115/75R17, ya que el trasero debe tener más anchura.



Figura 3-8: Neumáticos Dunlop.

Otros componentes proporcionados

- ECU
- Bujía
- Palanca de cambios
- Colector de escape
- Bobina
- Sistema de frenos:
 - Bombas
 - Pinza delantera
 - Pinza trasera
 - Maneta

3 Introducción al Sistema de suspensión delantera

3.1 Historia

En los primeros días, las motos no eran más que una bicicleta con un motor. Ni que decir tiene, la tecnología para la horquilla delantera era muy limitada y (en algunos casos) el freno delantero era inexistente.

Como las velocidades fueron en aumento, incorporación de los frenos se convirtió en esencial, y en poco tiempo, se empezaron a montar elementos elásticos para mejorar el control, la direccionalidad y el confort de la motocicleta.

Diseñadores de motos han intentado muchas ideas diferentes para la suspensión delantera de una motocicleta, así como el conjunto de dirección y de frenado han tenido conceptos de diseño diferentes.

Por mediados de los años 20, las motocicletas comenzaron a tener frenos delanteros equipados de serie con suspensión y amortiguación mecánica. En la fotografía, la Norton modelo 18 de 1928 tiene solo freno delantero, y un solo resorte de la suspensión delantera (la suspensión trasera era todavía limitado a los muelles del asiento). El conjunto de pivote está amortiguado por el contacto de dos placas que tienen presión aplicada a ellos a través de un dispositivo de ajuste. Cuanto mayor es la cantidad de par aplicado al dispositivo, mayor será la cantidad de fricción estática (o atenuación) que se suministra. Este tipo de suspensión delantera fue muy común hasta los años 50, hasta que se empezó a imponer la horquilla telescópica.



No es hasta la II guerra mundial cuando la horquilla apareció como hoy la conocemos, conviviendo hasta entonces numerosos sistemas, la mayoría incorporaban muelles o ballestas y la gran mayoría no disponían de elementos de freno para reducir los rebotes de los muelles.

El primer fabricante de motocicletas del mercado con horquillas telescópicas era BMW.



La horquilla delantera llevaba un muelle de acero para el confort de marcha y la absorción de carga, mientras que el aceite (a través de una serie de válvulas) atenuaba el movimiento de la suspensión. La R12 que se muestra en la fotografía es de 1935 y cuenta con las botellas de las horquillas completamente cerradas, muy comunes en las motocicletas de la época. Como hemos dicho

anteriormente, a partir de 1950 se empezó a generalizar el uso de las horquillas telescópicas.

La suspensión delantera ha ido evolucionando desde la aparición de las motocicletas, pero como podemos ver, es la horquilla telescópica la que es casi universalmente usada, ya sea en su configuración convencional o invertida.

Por supuesto la horquilla ha ido mejorando, incorporando mejores sistemas hidráulicos, mejores componentes, etc., pero el esquema básico es el mismo.

3.2 Tipos de suspensiones.

Telescópico

La horquilla telescópica es una de las soluciones más extendidas para resolver el problema de la suspensión delantera. En las horquillas telescópicas convencionales, las barras van ancladas a las tijas, y la botella al eje de la rueda delantera, soportando el resto de elementos del eje delantero (ruedas, frenos... etc.).

De aquí se desprende una de las principales ventajas de la horquilla invertida: el peso suspendido es menor, ya que la botella es el elemento de mayor peso y tamaño y además incorpora los elementos hidráulicos.

Otra de las ventajas es que se proporciona mayor rigidez al conjunto, al ser las botellas un elemento más resistente y ser la barra la que se desliza dentro de esta.



Paralelogramo

La horquilla de paralelogramo deformable fue ampliamente utilizada hasta los años 50. Dos puntales sólidos están unidos a la rueda y a las articulaciones que forman el paralelogramo, que están unidas por su otro extremo a las tijas. El muelle está intercalado entre una parte móvil del paralelogramo y otra fija, que estará unida al chasis de la moto.

Este sistema se monta al igual que la telescópica, en la pipa de dirección.

Tiene muy baja inercia de dirección, es muy rígida y bastante ligera. Su recorrido suele ser algo menor que en la telescópica, pero esto



dependerá principalmente de donde coloquemos el sistema de muelle-amortiguador.

Podemos encontrar variantes de este tipo de suspensión, algunos diseños como por ejemplo los llevados a cabo por Elf tipo hub center, BMW Duolever o Fior Britten.



Elf tipo hub center



BMW Duolever



Fior Britten

McPherson

Este tipo de suspensión es utilizada por prácticamente la totalidad de los automóviles en su tren delantero, en motos su utilización es muy limitada.

El amortiguador actúa también como eje de dirección. Este tipo de suspensión se comporta dinámicamente igual que la telescópica, pero tiene la desventaja de que hay que incrementar su peso para obtener la rigidez necesaria. Su diseño es complejo.



Un ejemplo lo podemos encontrar en la Gilera CX 125.

3.3 Teoría

Principios de la suspensión.

El sistema de suspensión es el conjunto de elementos que unen el chasis con la superficie rodante. La suspensión de una moto tiene una doble finalidad; por un lado debe mantener el contacto en todo momento entre la rueda y el pavimento y, por otro, procurar que las partes de la moto que están ancladas a las ruedas, es decir, todo aquello que no son las ruedas y la parte fija a ellas, (que se denomina masa no suspendida) se mantenga en una trayectoria rectilínea respecto del suelo. Así, una suspensión debe tener dos cualidades: la elasticidad, para evitar golpes secos en el bastidor debidos a las irregularidades del terreno y la amortiguación, que impida un excesivo balanceo de los elementos que constituyen la suspensión. Otra función del sistema de suspensión es la de dar protección a los órganos del vehículo.

Para conseguirlo se diseña la suspensión de manera que la mayor parte de la energía sea absorbida por los elementos amortiguadores y que los momentos producidos por estas fuerzas sean lo más pequeños posible. Además de estos objetivos fundamentales que debe cumplir cualquier sistema de suspensión, este debe realizar funciones tan importantes como soportar el peso del vehículo, mantener la posición de los neumáticos y la geometría de la dirección en perfecto estado de funcionamiento respecto a la superficie de la carretera en curvas o reducir el efecto de las fuerzas. Para lograr estos objetivos, las suspensiones disponen de dos sistemas, el sistema que contiene el elemento elástico y el formado por los elementos de amortiguación.

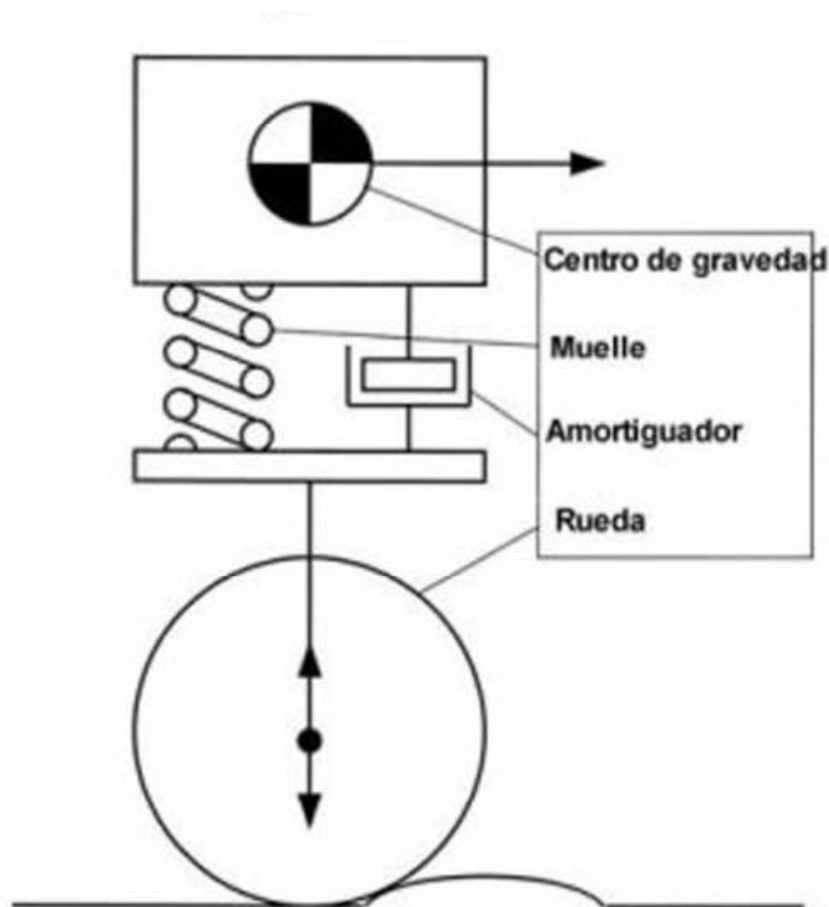
Los elementos elásticos de la suspensión son los destinados a almacenar la energía cinética que posee la masa no suspendida con respecto a la suspendida (ruedas y parte delantera de la suspensión) para devolverla más tarde a su posición inicial una vez que ha cesado la causa que produce el desplazamiento (baches, fuerza centrífuga en las curvas, inercia al acelerar o frenar...). Idealmente, un elemento elástico debería devolver el 100% de esa energía que absorbe cuando la rueda se desplaza verticalmente para posteriormente devolverla a su posición original, pero en la realidad no es así. Esto marca principalmente las diferencias entre los distintos tipos de elementos elásticos que se utilizan en un sistema de suspensión. Normalmente se emplean los muelles o resortes pero también pueden ser barras de torsión o balistas.

Los elementos de amortiguación son los elementos encargados de devolver al resorte a su posición de equilibrio en el mínimo tiempo posible, absorbiendo la energía cinética transmitida a la masa suspendida y reduciendo el tiempo en el que varía la carga sobre los neumáticos limitando las oscilaciones que se producen en el movimiento de los elementos elásticos de la suspensión. Sin este amortiguamiento una vibración persistiría indefinidamente.

El amortiguamiento adecuado es una solución de compromiso entre el requerido para detener una vibración a la frecuencia natural del sistema provocada por una sola excitación y el hecho de que cuanto mayor sea el amortiguamiento, mayor será la perturbación sufrida por la masa suspendida con cada irregularidad del terreno.

La combinación ideal es un muelle no demasiado duro, que sea sensible a cualquier oscilación, con un amortiguador firme, que sea verdaderamente el que soporte las cargas debidas a la conducción, haciendo que el piloto y la carcasa de la moto oscilen lo mínimo posible. El resorte se comprime dependiendo de la fuerza aplicada por los baches, mientras que el freno hidráulico actúa dependiendo de la velocidad a la que se desplace el resorte al comprimirse. Por lo tanto, un resorte se comprime más conforme aumenta la carga sobre él mientras que el sistema hidráulico se endurece a medida que aumenta la velocidad de desplazamiento del resorte. Esto es muy importante, porque separa la regulación de ambos sistemas dependiendo del problema. Debido a ello, es necesario identificar donde se genera el problema; si éste está causado por la fuerza que provoca el movimiento (topes o falta de recorrido en la suspensión), la corrección se hace sobre el muelle, pero si el problema es de oscilaciones, rebotes o movimientos de inestabilidad, la corrección se fijaría en el sistema hidráulico.

Cuando la moto pasa por un bache, los resortes almacenan la energía absorbida en el proceso, y la devuelven aproximadamente con su mismo valor. Si no existieran los amortiguadores, oscilaría continuamente. La función del amortiguador es controlar esas oscilaciones transformando la energía que almacena el resorte en calor. El esquema del sistema de suspensión sería el siguiente:



Se puede hablar tanto de suspensión trasera como de suspensión delantera. Este trabajo se centra, concretamente, en el diseño de la suspensión delantera. Después de ver los diferentes

sistemas de suspensión hemos escogido la suspensión de paralelogramo ya que en algunas situaciones presenta mejores características que las telescópicas. Algunas desventajas que presenta la horquilla telescópica frente a la de paralelogramo son:

- Cuando la horquilla está totalmente extendida existe una sujeción mínima de las botellas (debido a la reducción del área de solape), de forma que el efecto de la holgura existente aumenta considerablemente en la zona del eje de la rueda.
- Las barras se pueden mover independientemente excepto por efecto de refuerzo del eje de la rueda en la parte inferior y quizás también por el soporte del guardabarros o por un puente de horquilla en la parte superior.
- Considerando las cargas y los brazos de palanca que soportan, las barras tiene un diámetro muy pequeño en el caso de la suspensión que soporta nuestra moto.
- Normalmente este tipo de horquilla suele estar sometida a un gran hundimiento en las frenadas.
- Debido al ángulo de lanzamiento aparecen cargas de flexión en las barras de la horquilla, debidas a cargas estáticas y esto da lugar a un rozamiento al inicio del movimiento, que endurece la respuesta ante pequeños baches.

Para este proyecto se plantea el diseño y análisis de una suspensión de paralelogramo, y además debe cumplir la condición de que sea adaptable al chasis ya diseñado, sin realizar modificaciones sobre este para que sea posible intercambiarla por la suspensión telescópica.

Para este tipo de suspensión vamos a elegir el diseño de doble brazo oscilante, en el que los brazos se construirán un brazo vertical en forma de horquilla, por lo que se puede usar las ruedas y los frenos que lleva la moto, con la suspensión telescópica, lo cual resulta muy interesante económicamente.

3.3.1 GEOMETRÍA GENERAL

Antes de comenzar con los parámetros geométricos de la motocicleta, se realizará una breve descripción sobre conceptos básicos a considerar en la ingeniería de motocicletas.

FUNCIÓN HE HISTORIA

Manejabilidad

La manejabilidad nos indica la facilidad, el estilo y el tacto con que la motocicleta responde a nuestras acciones. Depende fundamentalmente de la geometría, la rigidez del chasis, el peso y su distribución y del tipo de neumáticos y su tamaño. Puede que para algunas personas resulte sorprendente saber que el piloto tiene una gran influencia sobre las características de manejabilidad de una motocicleta. Las respuestas del piloto tienen un gran efecto sobre la interacción global de las fuerzas dinámicas que controlan el movimiento de la moto.

Adherencia o agarre a la carretera

Indica la aptitud de la motocicleta para mantenerse en contacto con el suelo a través de los neumáticos. Depende principalmente del tipo de neumáticos y su tamaño, de las características de la suspensión, del peso y su distribución, y de la rigidez que existe entre ambas ruedas para que puedan mantener la relación correcta entre ellas. En la época en que los neumáticos eran relativamente estrechos, los términos adherencia y manejabilidad normalmente iban cogidos de la mano, por lo que su uso era intercambiable. Hoy en día los requerimientos son a veces contradictorios y es necesario encontrar un compromiso que está en función del uso que se le quiera dar a la moto.

Estabilidad

Existen muchos tipos de estabilidad o inestabilidad que pueden influir en una moto. La estabilidad referida a "mantener el equilibrio", la estabilidad aerodinámica, etc. La palabra estabilidad está definida de forma rigurosa en Sistemas de Control. Pero para nuestros propósitos actuales, la estabilidad es:

- La aptitud para mantener la maniobra propuesta (por ejemplo continuar en línea recta o trazar una curva) sin que exista una tendencia inherente a desviarse de la trayectoria elegida. Esto incluye explícitamente la ausencia de wobbles o weaves.
- La aptitud para volver a la maniobra propuesta cuando alguna fuerza externa produce una perturbación (por ejemplo un bache, viento lateral, etc.).

La manejabilidad, la adherencia y la estabilidad pueden verse afectadas por muchos parámetros y por la interacción entre ellos. El tema es complejo pero tampoco es que sea cuestión de magia, y (a juzgar por los diseños de algunos chasis) no ha estado siempre bien comprendido. De todas formas, existen unas cuantas leyes físicas, relativamente simples, que siempre hay que cumplir. En este libro intentaré eliminar la magia, analizando los parámetros principales implicados y estudiando los diversos efectos que producen. Debo subrayar que existen muchas interrelaciones entre estos efectos – no existe la combinación “correcta” o el diseño “perfecto”. Cualquier motocicleta contiene varios compromisos fundamentales.

Movimientos lineales y angulares

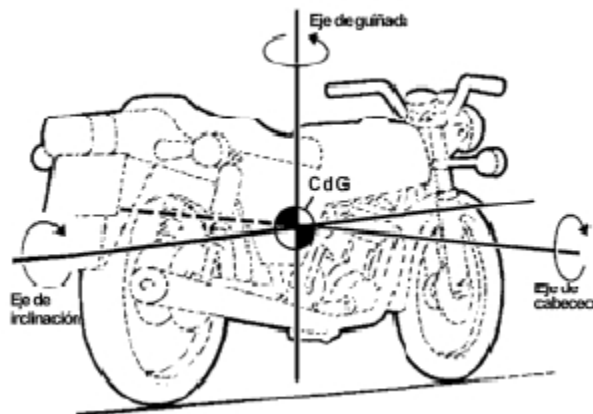
Si vamos a estudiar el comportamiento de cualquier tipo de vehículo, primero necesitaremos considerar cómo se puede mover. Los movimientos lineales se pueden visualizar fácilmente, la moto se puede mover hacia delante y el motor y los frenos son los responsables de controlar el movimiento. Las ondulaciones de la carretera y las subidas y bajadas producen un movimiento en dirección vertical, mientras que el viento lateral produce movimientos laterales. Sin embargo, los movimientos angulares ya no son tan familiares para la mayoría de la gente. El movimiento angular total puede describirse completamente si consideramos el movimiento que tiene lugar alrededor de tres ejes separados. Estos ejes forman ángulos rectos entre ellos y son conocidos como eje de inclinación, eje de cabeceo y eje de guiñada.

Fig. 5.0 Se muestran los tres ejes principales de rotación.

La guiñada es el movimiento angular alrededor de un eje vertical.

El eje de cabeceo es horizontal y atraviesa la moto de lado a lado.

El eje de inclinación también es horizontal y está orientado a lo largo de la moto.



El movimiento de inclinación es probablemente el más familiar de los tres y es el que ocurre de forma más familiar de los tres y es el que ocurre de forma más obvia cuando tumbamos la moto para tomar una curva. La fig. 5.0 muestra el eje de inclinación, que une las huellas de contacto de los neumáticos delantero y trasero. De todas formas, más adelante veremos que la localización de este eje depende de nuestro marco de referencia y por lo tanto puede estar en cualquier lugar en el que nosotros queramos que esté.

La guiñada es el movimiento que tiene lugar alrededor de un eje vertical y ocurre cuando giramos alrededor de una curva, también puede generarse debido a algunas perturbaciones como por ejemplo un viento lateral.

El cabeceo es el movimiento alrededor de un eje horizontal que pasa de lado a lado de la moto, este movimiento tiene lugar al acelerar o al frenar, y también se produce con las irregularidades de la carretera.

Debido a los grandes ángulos de inclinación que se alcanzan al tomar las curvas, los ejes de cabeceo y guiñada se mueven con respecto a las coordenadas verticales y horizontales globales. Por este motivo es importante tener cuidado al especificar el sistema de ejes que se está utilizando. En análisis de vehículos se utilizan diversos sistemas, pero para nuestros propósitos los dos más importantes serán el de coordenadas de la máquina y el de coordenadas fijo, o de tierra, referidos inicialmente en términos de dirección inicial de viaje, antes de que tenga lugar cualquier maniobra.

3.3.2 CONSIDERACIONES GEOMÉTRICAS

GEOMETRÍA BÁSICA DE LA MOTOCICLETA

Fig. 5.1 El eje de dirección es la línea sobre la cual gira el sistema de dirección. El lanzamiento es la inclinación hacia atrás que tiene el eje de dirección. El avance es la distancia que existe al nivel del suelo entre el centro de la huella de contacto del neumático y el punto en el cual el eje de dirección intersecta con el suelo. La rueda delantera y la rueda trasera tienen sus propios valores de avance. El descentramiento existente entre el eje de la rueda y el eje de dirección se mide en ángulo recto con respecto a este último.

CdG es el centro de gravedad, para casi todos nuestros propósitos nos interesa el centro de gravedad combinado de la moto y el piloto.

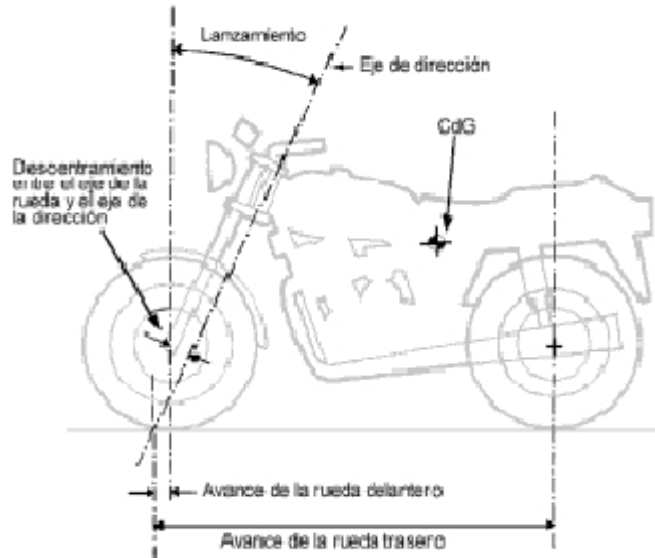
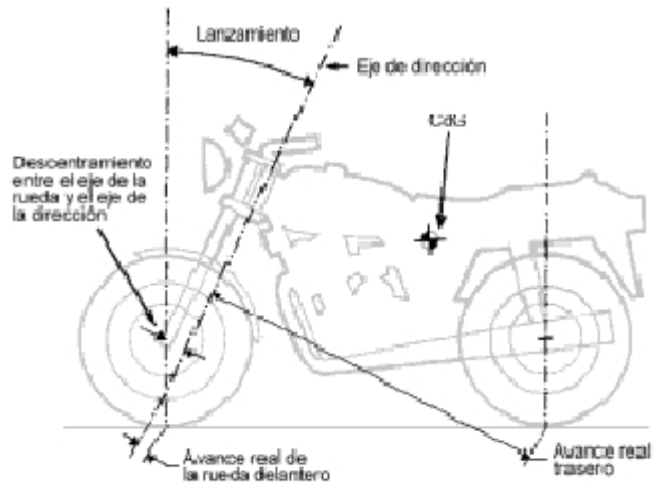


Fig. 5.2 El avance real se mide en ángulo recto con respecto al eje de dirección. El avance real se reduce con respecto al avance en el suelo multiplicándolo por el coseno del ángulo de lanzamiento. Para un ángulo de lanzamiento típico es aproximadamente el 90%.

Podemos compararlo con el avance en el suelo que se muestra en la fig. 5.1



3.3.2.1 AVANCE

La función principal del avance es proporcionar una cierta estabilidad direccional, y también es de gran importancia en el inicio de la fase de inclinación de la moto al tomar una curva. Podemos ver que tanto el neumático delantero como el trasero tocan el suelo por detrás del punto donde el eje de dirección lo hace, y esto provoca un efecto de autocentrado en ambas ruedas. La distancia que existe entre el eje de dirección y el centro de la huella del neumático, medida a ras de suelo, es lo que se conoce habitualmente como avance.

De todas formas, sería más lógico medir la distancia que existe entre la huella de contacto del neumático y el eje de dirección en ángulo recto con respecto a ese eje de dirección. Para cualquier fuerza que se genere en el neumático crea un momento alrededor del eje de dirección. Para distinguir entre estas dos definiciones de avance, cuando sea necesario, yo sugiero que las llamemos avance en el suelo y avance real. El avance real es aproximadamente el 90 % del avance en el suelo cuando tenemos un lanzamiento de cero grados. Comparando las figs. 5.1 y 5.2 podemos ver las diferencias. La importancia de esta distinción quedará clara más adelante en este mismo capítulo. (La SAE denomina al avance real “Avance Mecánico” para distinguirlo del avance en el suelo. El nombre que usemos no es tan importante como conocer la diferencia que existe entre uno y otro).

En la figura 5.3 podemos comprender cómo el avance causa un efecto de autocentrado. Se muestra la vista superior de una rueda desplazada de su posición de línea recta.

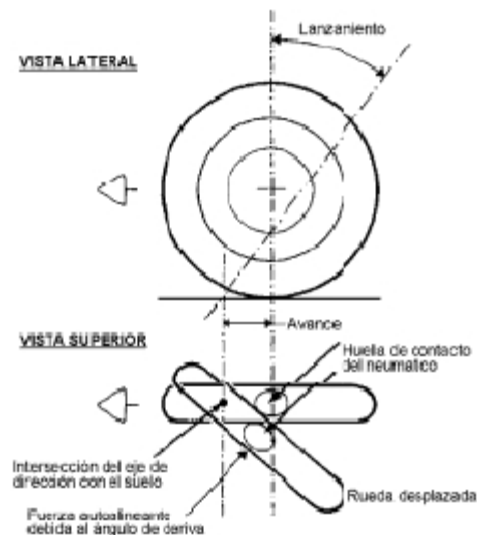


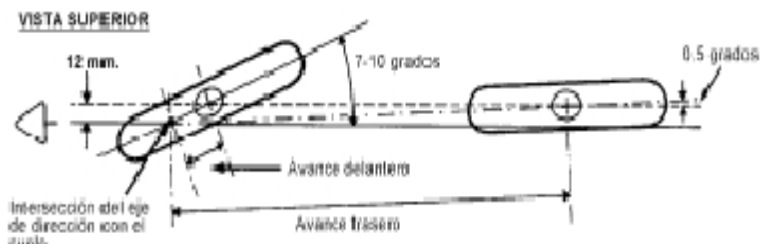
Fig. 5.3 El avance positivo y la fuerza lateral debida al ángulo de deriva se combinan para producir un momento alrededor del eje de dirección que tiende a poner la rueda recta otra vez. Esto proporciona un cierto grado de estabilidad en línea recta.

Debido a que existe cierto ángulo entre la rueda y la dirección de viaje (ángulo de deriva es el término técnico, ver el capítulo sobre neumáticos), se genera una fuerza que forma un ángulo recto con respecto al neumático. Como la huella de contacto queda por detrás del eje de dirección (avance positivo), esta fuerza actúa a través de un brazo de palanca que genera un momento corrector sobre la rueda girada. Este brazo de palanca es igual al avance real y distinto del avance en el suelo, este es el motivo por el que es más lógico utilizar el avance real. A pesar de la lógica el avance en el suelo es el más especificado comúnmente. Si la dirección se gira debido a alguna causa (por ejemplo mal estado del firme), el avance positivo automáticamente contrarresta el giro proporcionando cierta estabilidad direccional. Esto también interacciona con los efectos estabilizadores de las reacciones giroscópicas. Si la huella de contacto del neumático estuviera por delante del eje de dirección (avance negativo), el momento generado reforzaría la perturbación original y la motocicleta se volvería direccionalmente inestable.

Sería perdonable pensar que, debido a que el avance positivo de la rueda trasera es mucho mayor que el de la delantera (típicamente entre 50 y 100 mm delante y entre 1300 y sobre 1500mm detrás), la rueda trasera es más importante en este aspecto. Realmente ocurre lo contrario y existen varias razones. Veamos la figura 5.4. Imaginemos que la huella de contacto de cada rueda está desplazada lateralmente la misma distancia, digamos 12mm. La rueda delantera estará girada entre 7 y 10 grados alrededor del eje de la dirección; esto hace que el ángulo de la deriva aumente en la misma medida generando una fuerza lateral que tiene en contra únicamente la inercia, relativamente pequeña de la horquilla y la rueda delantera para volver a girar la rueda a su posición en línea recta. De todas maneras, el ángulo de deriva de la rueda trasera será mucho menor (aproximadamente medio grado) y por lo tanto también será mucho menor la fuerza lateral. No sólo tenemos una fuerza menor, esta fuerza también tiene que actuar sobre una gran parte de la moto y el piloto, que tienen una inercia mucho mayor; de aquí que la respuesta sea mucho menor que en el caso de la rueda delantera.

Fig. 5.4 A pesar de que la rueda trasera tiene un avance mucho mayor, su ángulo de deriva es mucho menor que el de la rueda delantera para un desplazamiento lateral dado.

Por lo tanto el desplazamiento y el efecto autoalineante del avance tiene una importancia mucho menor.

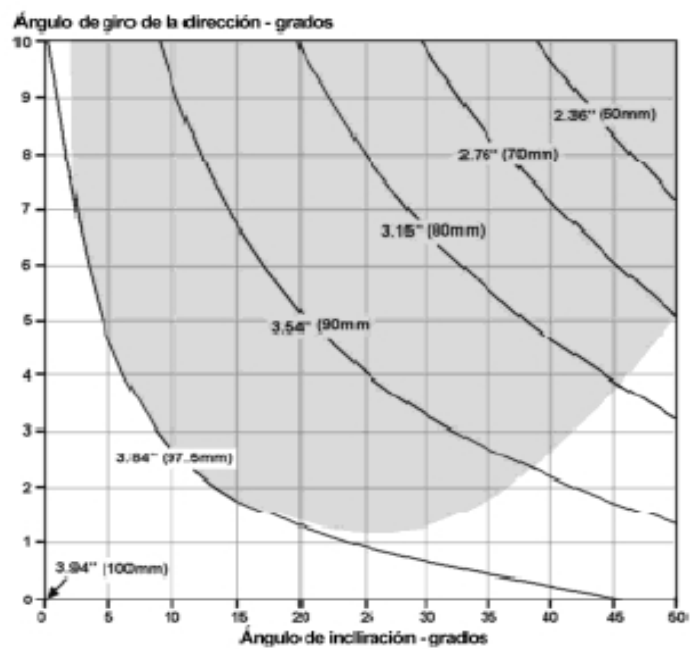


Dicho esto, podemos ver que si utilizamos el avance como medio para incrementar la tendencia a autoalinearse de las ruedas, encontraremos que el beneficio será cada vez menor por un mismo aumento. También debemos subrayar que cualquier perturbación en la dirección de viaje de una moto, debida al desplazamiento lateral de la huella de contacto del neumático, está generada en mucha menor medida por la rueda trasera que por la rueda delantera. Esto es así porque el ángulo con respecto a la dirección de viaje que el deslizamiento produce es mucho más pequeño en la rueda trasera que en la delantera. Resumiendo, podemos decir que aunque el gran lanzamiento de la rueda trasera tiene un efecto de autoalineamiento relativamente pequeño, esto queda compensado porque el efecto del desplazamiento de la rueda en la estabilidad direccional también es pequeño.

Las reacciones giroscópicas también tienen una influencia muy importante sobre la estabilidad direccional, y la cantidad de avance puede tener un gran efecto sobre estas iteraciones.

Es importante darse cuenta de que el avance no tiene un valor fijo para una motocicleta determinada, existen varios factores que hacen que el avance varíe durante la conducción. Algunos son el ángulo de inclinación, el ángulo de giro de la dirección, y también el radio del perfil del neumático. La fig. 5.5 nos muestra la variación del avance frente a los ángulos de inclinación y de giro del manillar, para una motocicleta determinada.

Fig. 5.5 Se muestran valores de avance Real efectivo que referencian a diferentes combinaciones de ángulos de inclinación y de giro de dirección. Hay que hacer notar que no todas las combinaciones de estos ángulos se dan en la práctica, por ejemplo cuando tomamos una curva con 45 grados de inclinación, sería muy improbable querer aplicar un giro de 10 grados a la dirección. El área oscura es una guía aproximada para conocer aquellas combinaciones que serían muy improbables en la realidad. Considerando solo las combinaciones más probables, puede haber hasta un 25% de reducción en el avance durante la conducción. La motocicleta de este ejemplo tenía los siguientes parámetros básicos: Distancia entre ejes 1.4m, Decalaje de la tija: 80mm, Lanzamiento: Ángulo 30 grados, Radio del neumático: 360mm, Perfil del neumático: 55mm, Avance real inicial: 100mm, Avance en el suelo inicial: 115mm



Aunque el propósito general del avance de la rueda delantera es proporcionar un cierto grado de estabilidad direccional, se producen también varios efectos secundarios. Vamos a considerar dos de ellos.

Efecto direccional

Si inclinamos una moto parada hacia un lado y entonces giramos el manillar, la pipa sube o baja dependiendo de la posición de la dirección. El peso de la moto que actúa en la huella de contacto del neumático produce un par alrededor del eje de la dirección que tiende a girar la dirección a la posición en la que la pipa está más baja (la posición de mínima energía potencial).

Para un avance dado, este ángulo de la dirección se ve afectado por el lanzamiento y por el diámetro de la rueda, como veremos después. Si tenemos un avance positivo, como es normal, entonces el efecto de inclinación es hacia el interior de la curva (sería en el otro

sentido para un avance negativo). En movimiento, el peso efectivo de la moto y el piloto que soporta la pipa se transmite al suelo a través de la huella de contacto del neumático. El peso y las fuerzas que se generan en las curvas se compensan en gran parte una con las otras y el par resultante en el manillar debido a este aspecto es bastante pequeño. Los neumáticos anchos y el hecho de que el piloto se descuelgue al tumbar muestran que existe un momento residual y de aquí que la cantidad de avance de la rueda delantera (aparte de otros parámetros) afecte al valor del momento que el piloto debe aplicar en el manillar (por lo tanto al tacto de la dirección) para mantener un ángulo de la dirección correcto de acuerdo al radio de la curva y la velocidad de la moto.

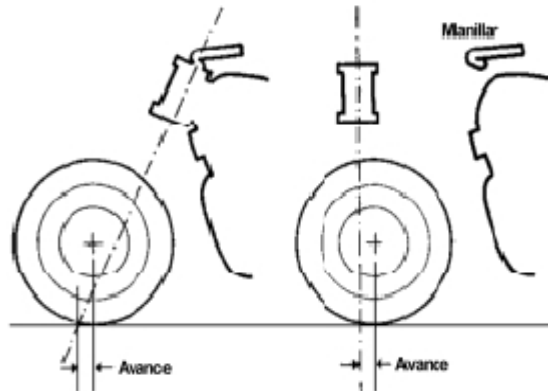
Tacto en línea recta

Como todos sabemos, incluso cuando circulamos en línea recta la dirección se siente más suelta en firmes húmedos o resbaladizos que en los que están secos. Esto es debido a que nuestra aparente línea recta está formada por una serie de curvas de corrección, con manillar girando levemente de lado a lado todo el tiempo. Como hemos visto antes, un pequeño desplazamiento de la dirección causa un ángulo de deriva en el neumático, que produce un par autoalineante. Para un ángulo de deriva dado este par depende de las propiedades del neumático, de la adherencia superficial y del avance. Así, a través de la dirección, tenemos una indicación (dependiente del avance) de las condiciones de la carretera y de la cantidad de agarre disponible.

3.3.2.2 LANZAMIENTO (inclinación del ángulo de la dirección)

El motivo de la existencia del lanzamiento es menos fácil de entender. Todas las motocicletas corrientes que se producen tienen una pipa inclinada entre 23 y 30 grados con respecto a la vertical – a menudo 27 grados, que parece ser una cifra mágica. No hay una explicación simple, existen varios factores que son relevantes. No vamos a negar la gran conveniencia que existe desde el punto de vista de la construcción del chasis (ver figura 5.6).

Fig. 5.6 con una pipa de dirección convencional, resulta conveniente tener un lanzamiento normal (izquierda) por facilidad de construcción del chasis y para conseguir un montaje directo del manillar. Para un mismo avance, una pipa de dirección vertical (derecha) da problemas en ambos aspectos.



En muchos diseños de motos con tren delantero alternativo (con el eje de dirección en el buje de la rueda), simplemente por cuestiones de espacio, el eje de la rueda no tiene decalaje con respecto al eje de dirección; o sea que el avance es totalmente dependiente del ángulo de lanzamiento, el cual suele estar normalmente entre 10 y 15 grados para proporcionar el resultado adecuado. Este es un ángulo mucho menor que el habitual, y sin embargo las motos con este tipo de tren delantero son reconocidas por su estabilidad y su buen comportamiento direccional. Esta reputación puede deberse a alguna causa que no sea el ángulo de lanzamiento; pero ciertamente parece que este alejamiento de la norma no es perjudicial y de hecho puede ser beneficioso.

Es interesante hacer notar que desde, ha existido una tendencia gradual hacia el uso de ángulos de lanzamiento pequeños, particularmente en motos deportivas y de competición. Valores de lanzamiento que eran considerados como inestables unas décadas atrás, se emplean ahora de forma habitual, variando entre 20 y 23 grados. De todos modos, parte del motivo de este cambio probablemente viene dado de nuevo por la facilidad de construcción. Durante las últimas décadas se ha tendido a utilizar distribuciones de peso con el tren delantero más cargado, de forma que el piloto se ha movido más hacia delante. Obviamente, estos cambios son más fáciles de llevar a cabo con una pipa de dirección más adelantada y por lo tanto con un lanzamiento menor. Esta reducción del lanzamiento también ayuda a

compensar las mayores fuerzas de dirección que aparecen gracias al aumento de carga sobre la rueda delantera.

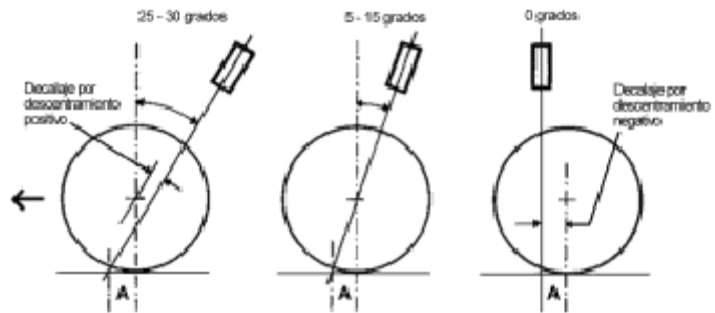
Examinemos los efectos principales del ángulo de lanzamiento también. La fig. 5.7 muestra tres posibilidades que proporcionan un mismo avance de suelo. El avance real se ve reducido en los dos primeros casos. La reducción es de un 10% para los valores de lanzamiento convencionales, y alrededor de un 3% en el caso de 15 grados de lanzamiento.

Fig. 5.7 Tres posibles ángulos de lanzamiento que proporcionan el mismo avance de suelo.

Izquierda: Sistema convencional.

Centro: Ángulo de lanzamiento cuando no existe decalaje (como en muchos tipos de trenes alternativos).

Derecha: Ángulo de lanzamiento de cero grados (eje de dirección vertical) que proporciona un decalaje negativo

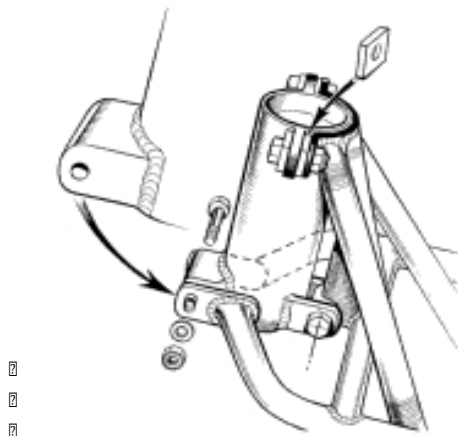


Yamaha utilizó este sistema de ajuste del ángulo de lanzamiento en algunas de sus motos de GP de los años 60.

Las motos de competición actuales suelen utilizar una pipa de dirección formada por un tubo de gran diámetro, en el interior del cual se montan los rodamientos de la dirección alojados en unos insertos excéntricos. El ángulo de lanzamiento se ajusta variando el descentramiento de los insertos excéntricos.

Al igual que ocurre con cualquier otro sistema que varía el lanzamiento en la pipa de dirección, tienen lugar varios efectos secundarios, y cambian otros parámetros como:

- Avance
- Distancia entre ejes
- Distribución de peso



- ☐
- ☐
- ☐

1) Reducción del efecto provocado por el lanzamiento

Para un valor dado de avance en el suelo, el par autoalineante en la ruda delantera y la horquilla depende de la longitud del brazo de palanca desde el centro de la huella de contacto hasta el eje de dirección, medido en ángulo recto con respecto a ese eje. En la figura 3.8 podemos ver claramente que este brazo de palanca se acorta conforme el lanzamiento aumenta. En la práctica, esto significa que necesitamos más avance en el suelo conforme el ángulo de lanzamiento se hace mayor. Con esta base podemos decir que el ángulo de

lanzamiento tiene un efecto anti-avance.



Fig. 5.8 Un lanzamiento positivo reduce el par autoalineante para un valor determinado de avance.

Avance real = avance en el suelo multiplicado por el coseno del ángulo de lanzamiento.

Esta reducción en el avance real se acentúa aún más cuando aplicamos cierto ángulo a la dirección. La fig. 5.9 muestra la reducción del avance en el suelo para distintos ángulos de lanzamiento y varios ángulos de giro de la dirección hasta un valor máximo de 80 grados.

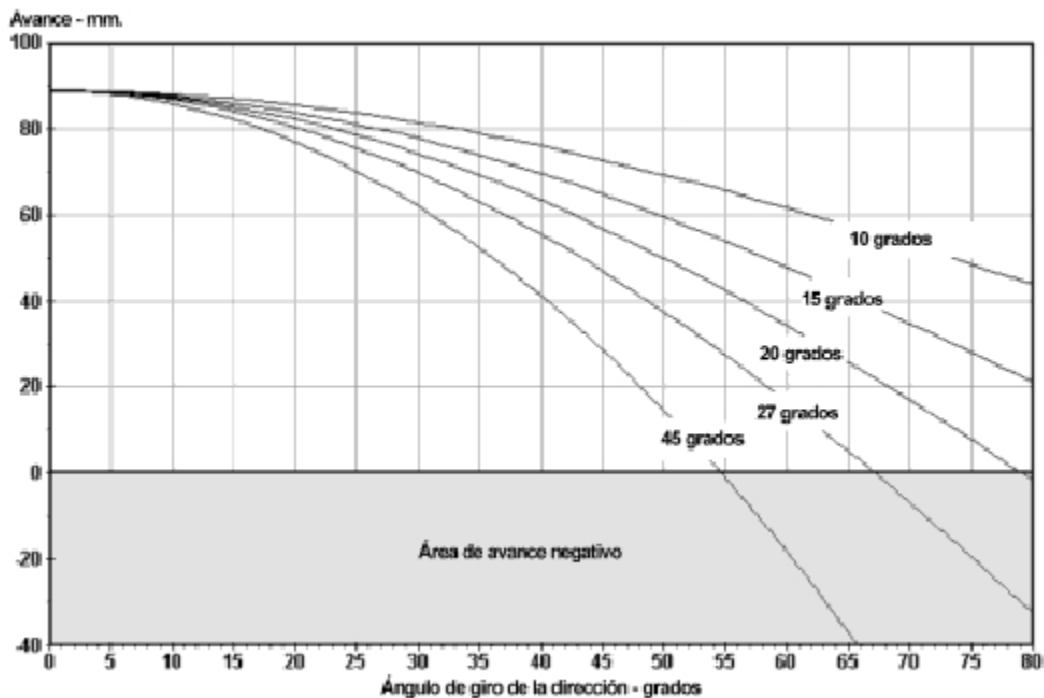


Fig. 5.9 Reducción del avance en suelo para diferentes valores de lanzamiento según el ángulo de giro de la dirección.

Las motos de carretera raramente permiten girar la rueda más de 45 grados, pero esta gráfica muestra que con un ángulo de lanzamiento típico de 27 grados el avance en suelo se ve reducido de 89 mm. A 46 mm. Con un giro de la dirección de 45 grados. La fig. 5.10 muestra los mismos datos en el caso del avance en la rueda trasera. Podemos comparar la diferencia existente entre ambas gráficas con pequeños ángulos de giro. En estos ejemplos se ha utilizado una motocicleta con un neumático de 300 mm. De radio y 89 mm de avance en el suelo.

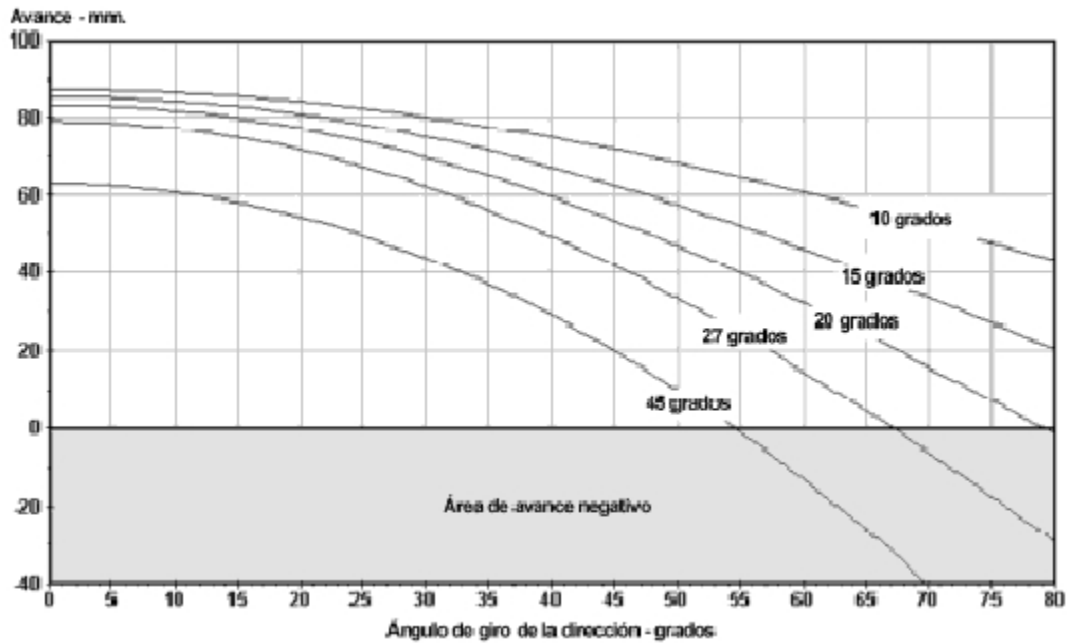


Fig. 5. 10 Gráficos equivalentes a los de la figura 5.9 excepto en que las curvas muestran los efectos en el avance trasero.

2) Avance negativo

Con grandes ángulos de giro de la rueda, el lanzamiento puede llegar a hacer que el avance sea negativo, si bien los ángulos de giro muy amplios sólo pueden conseguirse a muy bajas velocidades. La figura 5.11 muestra claramente qué ocurre físicamente, y las curvas de las figuras 5.9 y 5.10 muestran el rango de valores en el que este fenómeno tiene lugar. Aunque para obtener un avance negativo hacen falta ángulos de giro de la dirección muy grandes, con ángulos de giro pequeños todavía se produce cierta reducción en el avance. Esto puede provocar la necesidad de utilizar un avance inicial grande. Se puede conseguir una demostración convincente de este efecto levantando la rueda delantera de una bicicleta y girando el manillar lo suficiente para obtener un avance negativo, con lo cual la rueda intentará girar aún más. Esta es una de las razones por las que las motos de trial suelen utilizar ángulos de lanzamiento muy pequeños, ya que sus maniobras a baja velocidad generalmente implican grandes ángulos de giro del manillar. Con un ángulo de lanzamiento tan pequeño se produce una reducción menor del avance efectivo.

Fig. 5.11 En el dibujo la dirección está girada 90 grados hacia la izquierda. Tenemos un avance totalmente positivo con cero grados de lanzamiento y el efecto de avance negativo que puede ocurrir con un ángulo lanzamiento normal.



3) Caída de la pipa de dirección

Con una motocicleta normal (esto es, con avance positivo) en posición vertical, la pipa de dirección bajará conforme giremos el manillar hacia un lado (con un avance negativo, lo cual no es normal, la pipa subiría). Cuanto mayor sea el ángulo de lanzamiento, mayor será la caída. Esto puede apreciarse mejor observando un ángulo de lanzamiento exagerado, como se muestra en la figura 5.12.

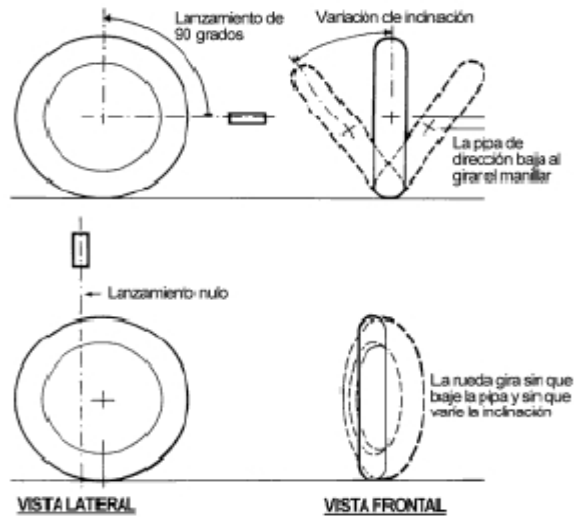


Fig. 5. 12 Con un ángulo de lanzamiento de 90º (arriba), si giramos el manillar podremos ver fácilmente la caída de la pipa y la variación del ángulo de comba de la rueda. Con cero grados de lanzamiento (abajo) estos efectos no tienen lugar.

Esta caída tiende a trabajar contra el efecto autoalineante del lanzamiento, porque para volver a girar el manillar hasta la posición de línea recta, debemos levantar el considerable peso que soporta la pipa de dirección.

Fig. 5. 13 Una bola en un montículo sería un caso análogo a la caída de la pipa de dirección. Teóricamente no hace falta ninguna fuerza para mantener la bola en la cima. Si permitimos la caída, debemos levantar su peso para volver a la situación de equilibrio. Esta condición es conocida como equilibrio inestable, debido a que cualquier desviación del estado de equilibrio provoca fuerzas que desestabilizan el sistema.



Este efecto es perjudicial para el equilibrio (esta es otra razón para que las motos de trial tengan ángulos de lanzamiento pequeños) y para la estabilidad direccional mientras viajamos en línea recta, sin embargo, ayuda a girar la rueda cuando nos inclinamos al tomar

una curva. De todos modos, es importante no sobrevalorar tales efectos. La fig. 5.14 y 5.15 ponen los valores reales en perspectiva. La primera muestra la caída de la pipa, y la segunda muestra el par que hay que aplicar en el manillar para volver a levantar la moto. Con un lanzamiento de 27 grados y un ángulo de giro del manillar de 45 grados, la caída de la pipa es de sólo 8.5 mm. Aproximadamente, y el par necesario está por debajo de 5 Nm por cada 50 kgf. En el tren delantero. Con ángulos de giro del manillar menos extremos el efecto es mucho menor. Por ejemplo con un lanzamiento de 27 grados y 10 grados de giro del manillar, la caída es inferior a medio milímetro.

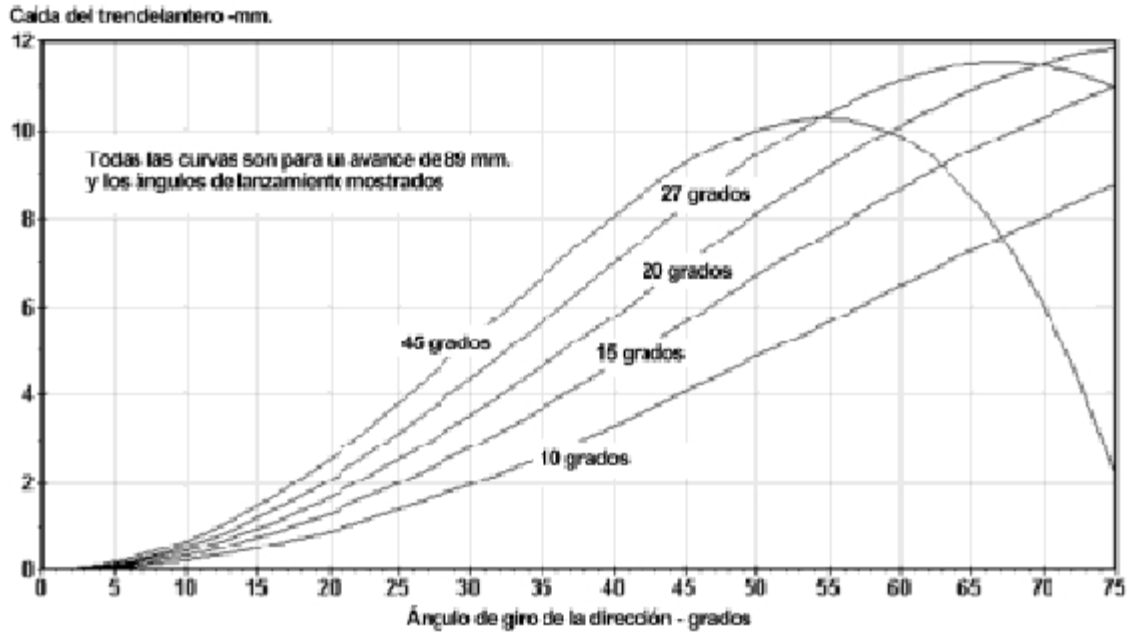


Fig. 5.14 Caída de la pipa para una moto en posición vertical, para distintos ángulos de lanzamiento y varios ángulos de giro de la dirección.

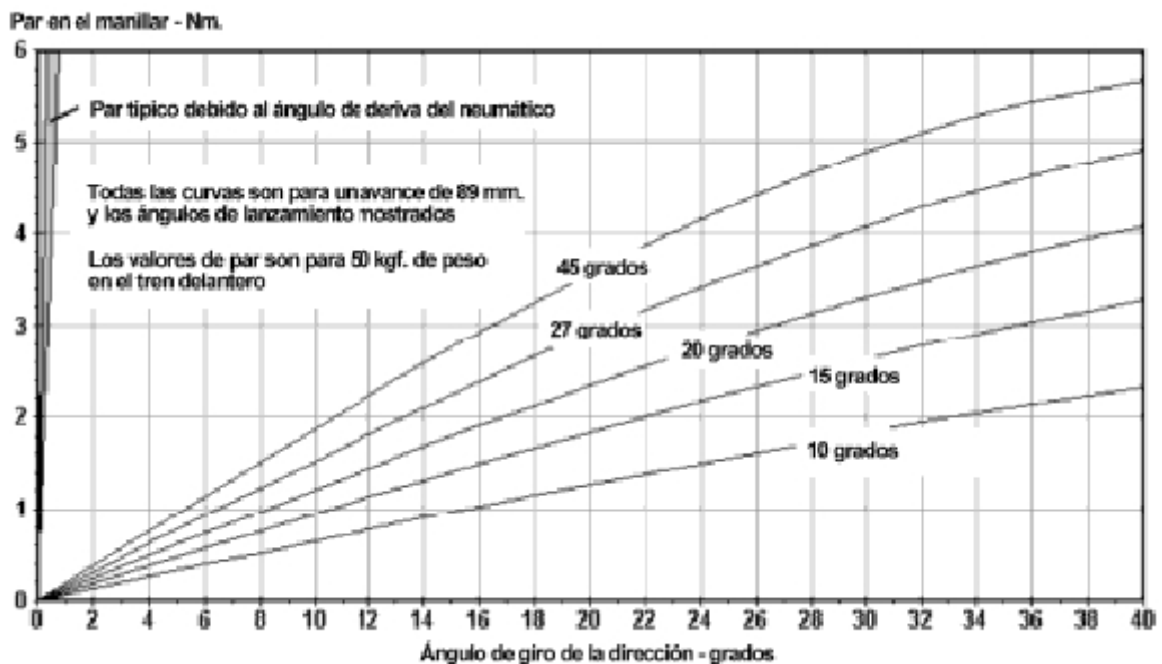


Fig. 5.15 Par adicional medio necesario para volver a colocar la dirección en la posición de línea recta, debido a la caída de la pipa. Nótese que este par es aproximadamente un 1% del par debido al ángulo de deriva en el caso de pequeños ángulos de giro de la dirección.

4) Ángulo de comba

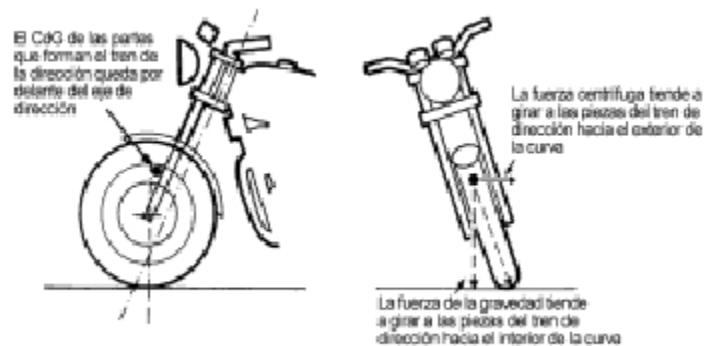
La figura 5.12 muestra qué ocurre con el ángulo de comba si tenemos un lanzamiento de 90 grados. A pesar de que este efecto es menos pronunciado con ángulos de lanzamiento convencionales, todavía persiste y eso significa que, cuando una motocicleta está negociando una curva con la dirección apuntando hacia el interior, la rueda delantera se inclina más que la trasera.

5) Descentramiento del eje de la rueda

La figura 5.7 muestra la diferencia en el descentramiento requerido para conseguir un cierto valor de avance, con distintos ángulos de lanzamiento. Un lanzamiento de cero grados necesita el mayor descentramiento. De todos modos, aunque un ángulo de lanzamiento normal tiende a reducir el valor del avance en el suelo, un lanzamiento de cero grados requeriría menos avance y por lo tanto menos descentramiento. En general, siendo el resto de valores igual, es una ventaja tener un descentramiento mínimo, ya que esto normalmente proporciona una menor inercia alrededor del eje de dirección. A este respecto, los sistemas con el eje de dirección en el buje de la rueda (hub-centre en inglés) parecen tener mucho a su favor.

Un comentario habitual suele ser que, debido a que el decalaje desplaza el centro de gravedad de la rueda y la horquilla por delante del eje de giro de la dirección, se produce un par que tiende a girar la rueda hacia el interior de la curva mientras la moto está inclinada. Esto es cierto sólo cuando la moto está parada. La fig. 5.16 muestra lo que ocurre al tomar una curva, la fuerza centrífuga intenta girar la rueda hacia el exterior de la curva, pero la fuerza de gravedad a su vez intenta girar hacia el interior; de forma que equilibra casi totalmente este efecto. Con unos hipotéticos neumáticos con anchura cero y el piloto situado en el plano medio de la moto, estos dos efectos estarían perfectamente equilibrados. Así que el efecto resultante del decalaje influye muy poco en las características de autoalineamiento de la máquina, excepto cuando los neumáticos son muy anchos.

Fig. 5.16 Si el centro de gravedad de las piezas que giran alrededor del eje de dirección está adelantado con respecto a este eje, se producen momentos de giro debidos a la fuerza centrífuga y a la fuerza de gravedad. Estos momentos se contrarrestan el uno con el otro siempre que el centro de gravedad del piloto se encuentre en el plano medio de la motocicleta. Si el piloto se descuelga de la moto se reduce el momento gravitacional y se incrementa el momento centrífugo, por lo que la dirección tiende a girar hacia el exterior de la curva.



6) Efectos giroscópicos

Cuando explicamos los efectos producidos por la precesión giroscópica, el asunto fue tratado como si el eje de la dirección fuera vertical (esto es, lanzamiento cero). En el caso de un ángulo de lanzamiento normal esta situación se modifica: las componentes de las fuerzas de precesión que actuaban como describimos se reducen y aparecen otras nuevas que actúan en sentido contrario, con lo que se reduce el efecto de las fuerzas giroscópicas.

7) Ángulo de giro de la dirección

El lanzamiento reduce el ángulo de giro efectivo que existe entre el neumático y el suelo, comparado con el ángulo que giramos el manillar. Esto se puede ver fácilmente con nuestro habitual truco de visualizar un lanzamiento exagerado de 90°. En la figura 5.17 no existe un verdadero ángulo de giro de la rueda con respecto al suelo, en cambio el ángulo de comba es mucho más pequeño (tal y como hemos visto en el punto 4), y para un lanzamiento de 27 grados, el ángulo efectivo de giro de la rueda queda reducido aproximadamente a un 90% del ángulo que gira el manillar. La figura 5.18 es un dibujo de contorno que muestra los ángulos de giro efectivos en un rango de ángulos de inclinación, para lanzamientos de 0 y 27 grados. Nótese que el ángulo de giro efectivo aumenta conforme aumenta el ángulo de inclinación.

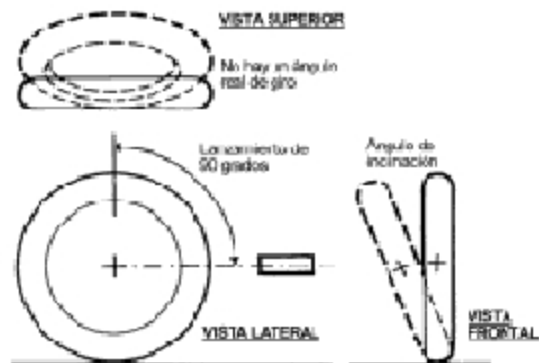


Fig. 5.17 Este ejemplo extremo muestra cómo el lanzamiento reduce el ángulo de giro efectivo al nivel del suelo

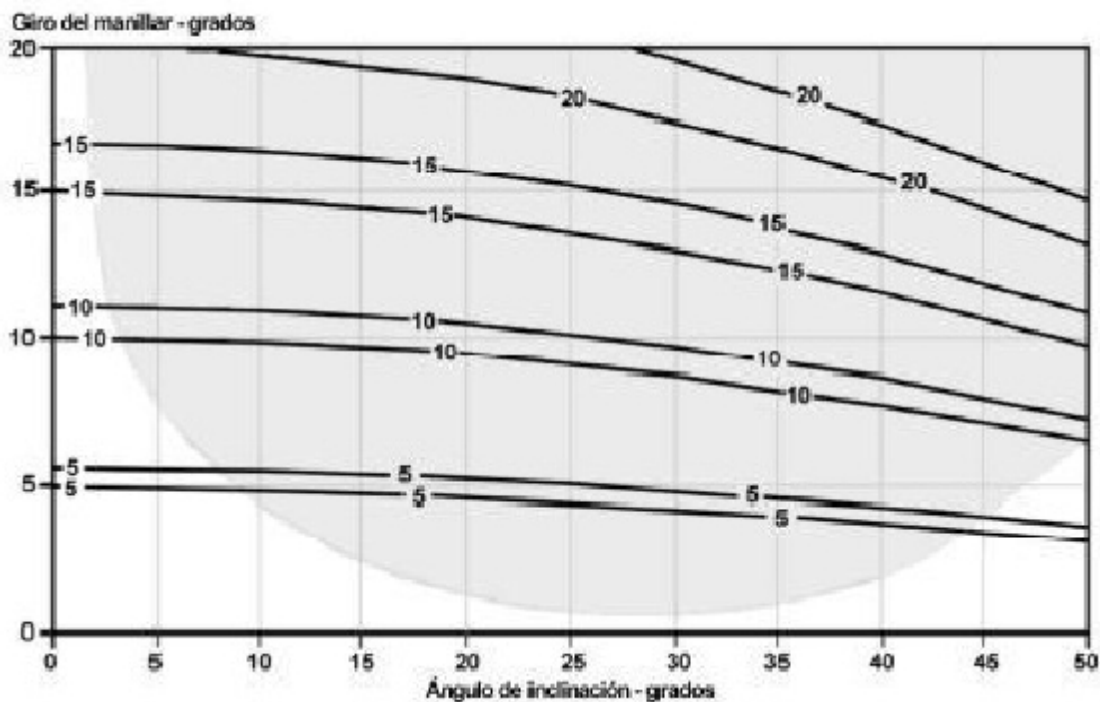


Fig. 5.18 Se muestra el ángulo de giro efectivo al nivel del suelo en función del ángulo de giro del manillar en un rango de ángulos de inclinación. La curva superior de cada pareja es para un lanzamiento de 27 grados, mientras que la línea inferior es para un lanzamiento cero. Por ejemplo, para cero grados de inclinación, con 27 grados de lanzamiento, el ángulo de giro del manillar debe aumentar para conseguir el ángulo de giro efectivo deseado. Para conseguir un ángulo de giro de 10 grados de la rueda con respecto al suelo, necesitamos girar el manillar aproximadamente 11 grados.

Por otro lado, el aumento del ángulo de inclinación tiende a aumentar el ángulo de giro efectivo, a pesar de que esto no es muy importante dentro del rango normal de uso. La zona oscura indica el área aproximada de combinaciones de inclinación y giro que tienen un uso muy improbable.

Resumen de efectos debidos al lanzamiento

Excepto para el caso de mínimo descentramiento (tratado en el punto 5), parece que un lanzamiento distinto de cero grados no es una buena cosa. Si esto es así, ¿por qué las motocicletas convencionales se manejan y giran tan bien? La respuesta reside en los pequeños ángulos de giro que se utilizan en una conducción normal. Los efectos perjudiciales del lanzamiento son más pronunciados con grandes ángulos de giro de la dirección. El efecto autoalineante debido al peso puede o no puede ser beneficioso – es posible tener demasiado de una cosa buena. Cuando tomamos una curva necesitamos una velocidad y un ángulo de inclinación determinados. Si son demasiado grandes el piloto deberá aplicar un esfuerzo contrario en el manillar, si son demasiado pequeños necesitará girar hacia el interior de la curva. El ángulo de giro de la dirección necesario para un determinado ángulo de inclinación depende de muchos parámetros, y por lo tanto no es posible construir un efecto autoalineante que sea perfecto en todas las condiciones – lo cual es otro ejemplo de la inevitable necesidad de llegar a un compromiso. Un cambio del tipo de neumático sería suficiente para alterar las cosas.

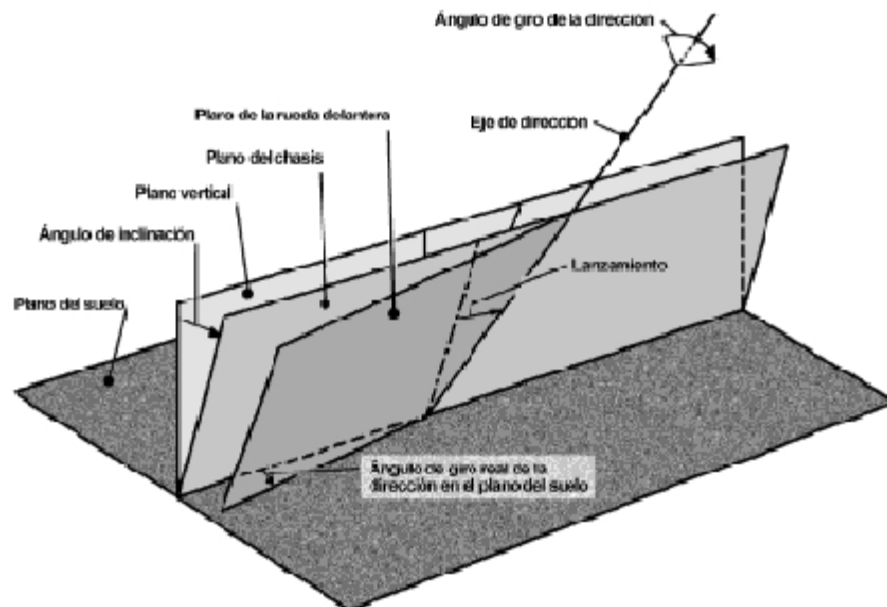


Fig. 5.19 Esta representación de una moto, como dos planos que intersectan a lo largo del eje de dirección, puede ayudar a visualizar varios efectos geométricos debidos a la inclinación y el giro. Uno de los planos representa la mayor parte del chasis incluyendo la rueda trasera, el otro es el plano central de la rueda delantera. El plano frontal puede rotar alrededor del eje de dirección contenido en el plano trasero y el plano trasero puede inclinarse respecto a la vertical.

5.2.4. DISTANCIA ENTRE EJES

La distancia entre los ejes de las ruedas tiene diversos efectos, pero en general, cuanto mayor es esta distancia mayor es la estabilidad direccional y mayor el esfuerzo necesario para negociar las curvas. Existen tres razones principales para esto.

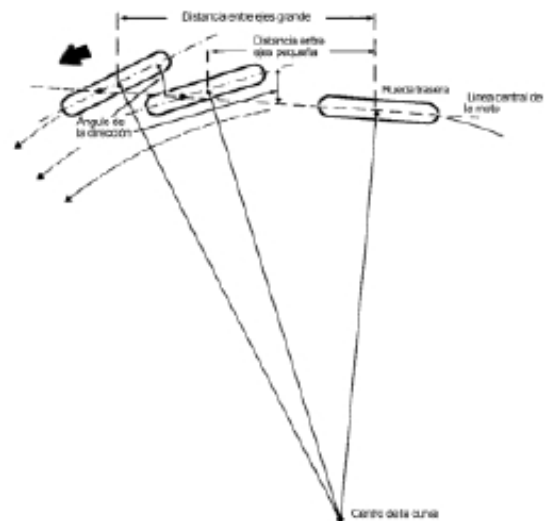
1) Ángulo de giro requerido

La figura 5.20 muestra cómo, para una curva dada, una motocicleta con una gran distancia entre ejes necesita girar más la rueda delantera hacia el interior de la curva.

Consecuentemente es necesario un mayor esfuerzo para negociar las curvas; también, una determinada flexión de la rueda delantera (por ejemplo debido a los baches) tendría un efecto menor en la estabilidad direccional.

Una consideración práctica en el caso de las motos de trial es que, para un nivel máximo de giro del manillar debido a los topes de dirección, el círculo de giro mínimo es menor con una distancia entre ejes corta. Por este motivo, las motos de trial tienen distancias entre ejes tan cortas como 1240-1270 mm.

Fig. 5.20 Para un radio de curva dado, una distancia entre ejes mayor necesita un ángulo de giro mayor. Este diagrama muestra esto para un sistema de giro basado en Ackerman, pero se pueden aplicar consideraciones similares a casos más reales con ángulos de deriva reales.



2) Ángulo de la rueda trasera

También está claro en la figura 5.21 que, para una determinada flexión lateral, el ángulo formado entre la rueda trasera y la dirección de viaje es menor con una distancia entre ejes grande, lo cual mejora la estabilidad direccional.

Fig. 5.21 Una distancia entre ejes grande mejora la estabilidad direccional al reducirse los desplazamientos laterales de la rueda trasera.



3) Efectos de inercia

La distancia entre ejes tiene un efecto sobre la transferencia de peso que tiene lugar durante la frenada y la aceleración. Para una altura dada del centro de gravedad, cuanto mayor sea la distancia entre ejes, menor será la transferencia de peso. También, los momentos de inercia de los planos de cabeceo y guiñada se incrementarán, lo cual hará que la moto sea más estable y perezosa.

Resumen de efectos relacionados con la distancia entre ejes

Al igual que con otros muchos aspectos de diseño, la distancia entre ejes es un compromiso y varía con el uso que pretendamos darle a la motocicleta. Las motos de trial necesitan una buena manejabilidad, principalmente a baja velocidad, y por lo tanto tienen una distancia entre ejes pequeña. Las grandes motocicletas de turismo necesitan una buena estabilidad direccional para conseguir una conducción relajada, por ello estas motos tienen mayores distancias entre ejes (alrededor de 1470 - 1520 mm.), aunque una distancia entre ejes demasiado larga reduce la manejabilidad entre el tráfico. Algunas motos tipo FF, como por ejemplo la Quasar (fuera de producción), tienen distancias entre ejes de 1950mm. O más. Una deportiva debe llegar a un compromiso entre la necesidad de tener una buena estabilidad a alta velocidad, y ser ágil a la entrada de las curvas. La tendencia actual está entre 1270 mm en las motos más pequeñas y 1400 mm para las motos más grandes y rápidas.

DIÁMETRO DE LAS RUEDAS

Como se ha comentado antes tanto las llantas como los neumáticos son proporcionados por la competición y todos los participantes deben usar estos elementos. Las llantas facilitadas son de aluminio de un diámetro de 17". Son algo más pequeñas que las llantas de las motos comerciales y de las que se usaban en décadas anteriores. Mientras que los neumáticos de que disponen son Dunlop Motorsport:

Rueda delantera: 95/70

Rueda trasera: 115/70



Figura 5.22

El numerador representa la anchura del neumático y el denominador la relación "altura de la sección/anchura". La altura de la sección se considera la distancia entre el perímetro de la llanta hasta el perímetro del neumático. Por lo tanto el radio de la rueda será el radio de la llanta (conocido) + altura de la sección.

Altura de la sección delantera: $0,7 = x / 95 \Rightarrow x = 66,5$ mm

Altura de la sección trasera: $0,7 = x / 115 \Rightarrow x = 80,5$ mm

Diámetro de la llanta: $17 \cdot 25,4 = 431,8$ mm

Radio de la llanta: $431,8 / 2 = 215,9$ mm

Radio de la rueda delantera: $215,9 + 66,5 = 282,4$ mm

Radio de la rueda trasera: $215,9 + 80,5 = 296,4$ mm

Son unos neumáticos estándares usados en motocicletas de competición de pequeña cilindrada. Debido a que no se pueden usar otros elementos que no sean los proporcionados por la organización, no se profundizará mucho en los diferentes efectos que puedan tener las ruedas en el comportamiento de la motocicleta ya que no sería de gran utilidad.

3.3.3 PESO (MASA) Y SU POSICIÓN

Hablando en general, cuanto menos masa tenga una moto, mucho mejor. Bajo la influencia de una fuerza dada, cuanto menor sea la masa más rápido acelerará. Esto no sólo significa una enérgica respuesta para un motor con una potencia dada; también implica obtener una motocicleta mucho más sensible a cualquier fuerza que haga el piloto. Tan importante como la masa que tenga la motocicleta es su distribución y la ubicación del centro de gravedad, tal y como muestran las siguientes consideraciones. En este caso el reglamento funcional de la competición Motostudent, exige que el peso de la motocicleta en vacío sea de al menos 95 kgr.

Equilibrio. Un peso contenido y un centro de gravedad bajo ayudan a tener un buen equilibrio. La figura 5.23 muestra cómo, para un determinado grado de inclinación, el par desestabilizador es directamente proporcional al peso y a la altura del centro de gravedad.

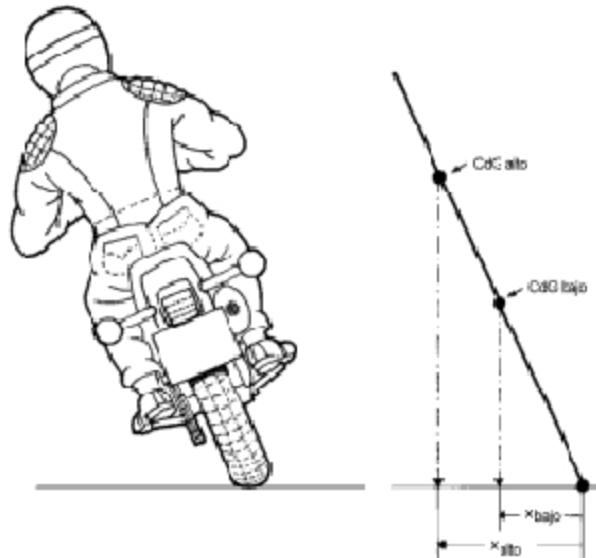


Fig. 5.23 El par desestabilizador es igual a $Wt \cdot x$, o sea el peso (Wt) multiplicado por el brazo de palanca (x). Dado que el brazo de palanca es proporcional a la altura del centro de gravedad, un centro de gravedad alto proporciona un mayor efecto desestabilizador.

Transferencia de carga. Durante la frenada, la carga vertical se transfiere desde la rueda trasera hacia la delantera. Durante la aceleración la transferencia es en sentido contrario. Aumentando la distancia entre ejes disminuye la transferencia de carga, lo mismo ocurre si bajamos el centro de gravedad o reducimos la masa. La transferencia de carga no se ve afectada por la localización longitudinal del centro de gravedad, aunque esto como es obvio controla la carga estática que soporta cada rueda.

Tracción. Dado que la fuerza propulsora que la rueda trasera puede transmitir al suelo es proporcional a la carga que soporta la rueda, una distribución de peso cargada atrás mejora la tracción. De todas formas, debemos tener en cuenta que también es necesario que la rueda delantera se mantenga en contacto con el suelo para poder girar. Una distribución de peso que cargue más el tren delantero ayuda a mejorar la estabilidad direccional, como ocurre por ejemplo con un dardo o una flecha.

Ángulo de inclinación. El ángulo de inclinación necesario para equilibrar la fuerza centrífuga cuando damos una curva se ve afectado un poco por la altura del centro de gravedad. Ver figuras 5.24 y 5.25.

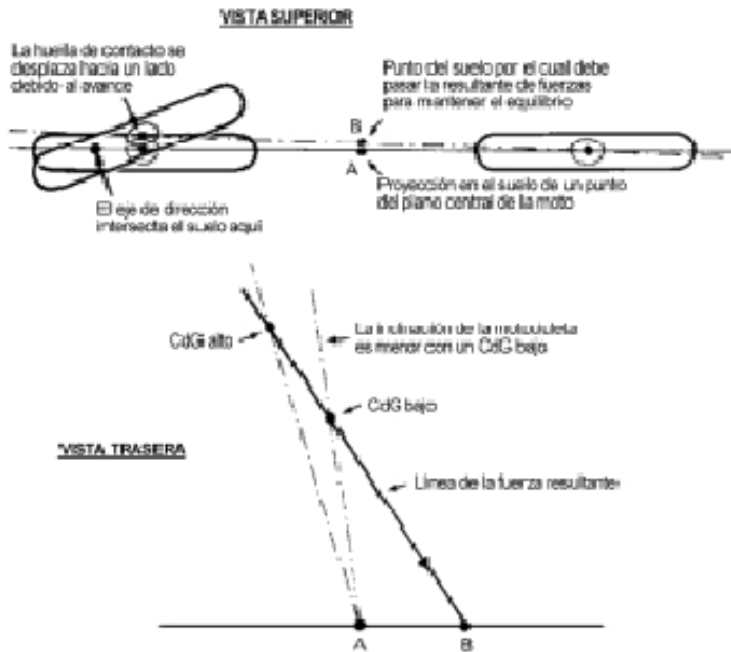
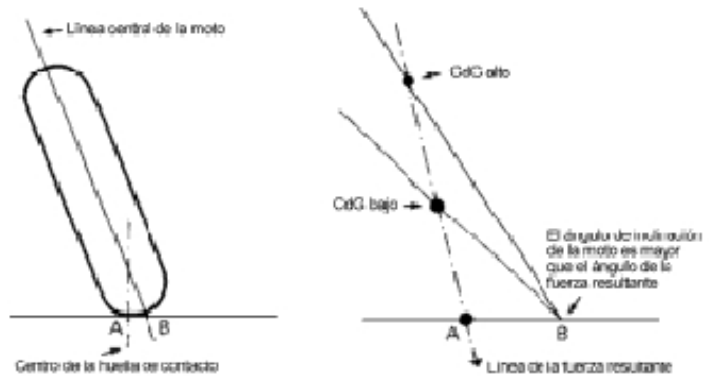


Fig. 5.24 Aunque un centro de gravedad bajo requiere un menor grado de inclinación, en la práctica el efecto es menor al verse contrarrestado por un efecto opuesto debido a la anchura de los neumáticos.

Fig. 5.25 Podemos ver diferentes ángulos de inclinación requeridos con distintas alturas del centro de gravedad, debido a la anchura del neumático. Este efecto es opuesto al mostrado anterior.



Movimientos angulares. En lo que concierne a movimientos lineales; es la cantidad de masa de la motocicleta la que es importante. Pero cuando se originan los movimientos angulares de cabeceo (alrededor de un eje transversal), guiñada (alrededor de un eje vertical) e inclinación (alrededor de un eje longitudinal), la distribución de la masa es importante porque es la que gobierna lo que llamamos momentos de inercia. Estos son una medida del efecto de inercia alrededor de cada eje en particular y su valor determina la facilidad con que podemos aplicar una aceleración angular a la moto alrededor de cada eje en particular y su valor determina la facilidad con que podemos aplicar una aceleración angular a la moto alrededor de ese eje.

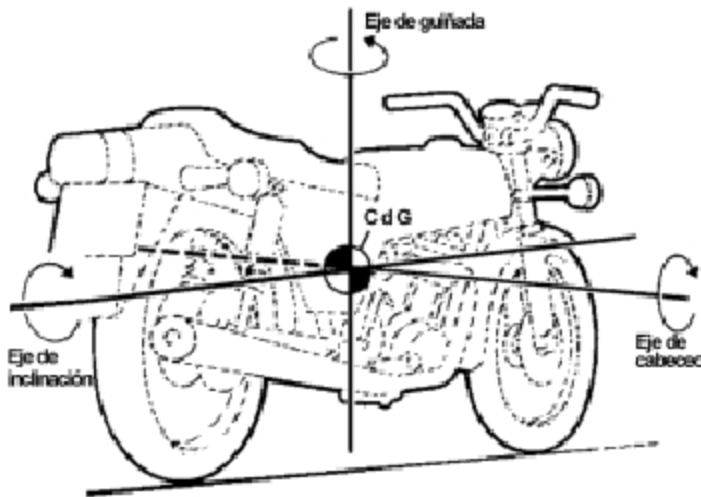


Fig. 5.26 Los tres ejes principales alrededor de los cuales una moto puede rotar. El dibujo sólo muestra la dirección de estos ejes, dibujados a través del centro de gravedad. Su ubicación real depende de muchos factores dinámicos que se muestran en otros capítulos.

Cabeceo. La inercia de cabeceo controla la velocidad con que la motocicleta se hunde hacia adelante o hacia atrás ante diversas situaciones como frenar, acelerar o circular por un firme bacheado. Excepto en trial y motocross, no existe gran necesidad de una respuesta rápida de giro alrededor del eje por lo que una gran inercia de cabeceo no es muy dañina. De hecho, puede contribuir a mejorar el confort al acelerar o al pasar sobre baches. No es fácil definir geoméricamente el eje alrededor del cual una moto cabecea debido a que varía con la configuración de la moto. Por ejemplo, si la motocicleta tiene suspensión delante y no la tiene detrás, girará alrededor del eje de la rueda trasera, mientras que una moto con la configuración contraria (muelle detrás, rígida delante) rotaría alrededor del eje de la rueda delantera. En el caso de una moto convencional, con muelles en ambos trenes, el eje de cabeceo depende de la geometría de la suspensión y de la dureza de los muelles. De los tres posibles movimientos angulares, el cabeceo es el único que supone fundamentalmente un movimiento de la masa suspendida con respecto a las ruedas, ya que la inclinación y la guiñada son movimientos relativos a las coordenadas de la tierra.

Guiñada. Cualquier vehículo está sujeto a cierto grado de aceleración de guiñada al entrar en una curva. En este caso, la elección entre un momento de inercia grande o pequeño tiene efectos contrapuestos. Por ejemplo, un valor alto mejora la estabilidad direccional mientras que un valor bajo facilita los cambios rápidos de dirección y minimiza los efectos de un derrapaje. Dentro de los límites prácticos, parece mejor conseguir un bajo momentos de la misma. Naturalmente, esto hace que se reduzca el momento de cabeceo también.

Inclinación. El momento de inercia alrededor del eje de inclinación es la suma de las componentes individuales de todas las masas multiplicada por el cuadrado de la distancia que las separa de un eje de inclinación que pase por el centro de gravedad. Un momento de inercia bajo alrededor del eje de inclinación es deseable para conseguir sin mucho esfuerzo cambios rápidos en el ángulo de inclinación de la moto.

Quizás lo mejor sería desarrollar un eje de inclinación específico para motocicletas, pero en realidad el eje de inclinación puede estar donde queramos, todo depende de nuestro punto de referencia. Podemos estar mirando desde el espacio exterior, desde la superficie de la tierra en un punto fijo, desde la superficie de la tierra siguiendo a la moto, o desde distintas posiciones de la propia moto. Cada punto de vista produce un eje de inclinación distinto. Imaginemos que miramos la moto por detrás desde un punto fijo en el suelo, y que la dejamos a medio camino durante la fase de inclinación. En ese punto la moto se estará moviendo lateralmente hacia el centro de la curva, pero también tendrá un movimiento de rotación tal y como se muestra en la figura 5.29

Estos dos movimientos juntos producen un movimiento combinado en el centro de gravedad, como indica la figura 5.30. Claramente entonces, el centro de rotación de este gran arco está en algún sitio por debajo del nivel del suelo. Debido a que las componentes relativas de los movimientos lateral y longitudinal varían a lo largo del proceso de entrada en la curva, el eje de inclinación definido de esta forma variará de posición también. Esta es una forma válida de observar los movimientos de inclinación, pero ciertamente tiene muy poca utilidad para nosotros. Volviendo a la figura 5.29, vamos a considerar las cosas de otra forma. Vistos desde el suelo, todos los puntos de la moto tienen una combinación de movimiento lateral y el resto de puntos están rotando alrededor de él. Visto así, si necesitamos un eje de inclinación teórico, este sería el más lógico.

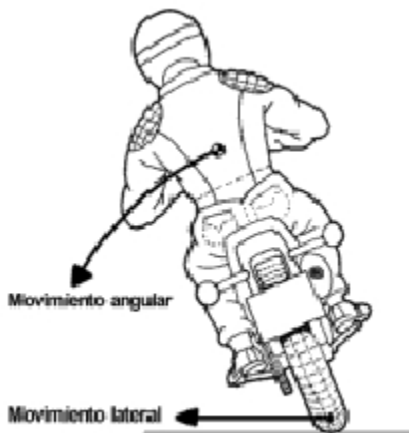


Fig. 5.29 Se muestran los movimientos lateral y angular.



Fig. 5.30 Al añadir los dos movimientos se produce un movimiento combinado con un radio más grande.

Otras opiniones sugieren que la moto rota alrededor del centro de gravedad, no es difícil ver que si esto fuera así, la huella de contacto del neumático perdería el contacto con el suelo conforme la moto fuera rotando. Aunque para estimar el comportamiento de inclinación normalmente calculamos el momento de inercia de inclinación alrededor del centro de gravedad, tal y como vemos cuando estudiemos la dinámica en curva, esto no quiere decir que este tenga que ser considerado el eje de inclinación. En la práctica parece que no hay ninguna razón útil para desarrollar conceptualmente un eje de inclinación para motocicletas

4 Análisis de esfuerzos

4.1 Cálculos teóricos

En este apartado se estudiarán las fuerzas que actúan sobre la estructura de la motocicleta cuando esta se encuentra en instantes de máximo esfuerzo. Este apartado es de vital importancia ya que es esencial tener bien planteadas las fuerzas resultantes para introducirlas posteriormente en el ordenador y realizar los análisis por elementos finitos de manera que éstos simulen la realidad con la mayor exactitud posible.

Con la geometría óptima que se ha definido para el modelo a diseñar se asumirán una serie de condiciones con las que se calcularán las cargas límite que actuarán sobre la motocicleta. Estas fuerzas serán las que actúen en los neumáticos a través de su punto de contacto con el suelo y que luego se transmitirán al vehículo. El principal objetivo de analizar y obtener estas cargas es el de realizar un diseño apropiado del chasis, basculante y suspensión trasera para las condiciones que se podrán dar en el vehículo durante la carrera y en su propio funcionamiento.

Conocidas las cargas se podrá pre-dimensionar cada componente, se tratará de que no esté sobredimensionado para no tener más peso del debido, ya que cuanto menor sea el peso del vehículo mejor resultado dará en la carrera. Por otro lado tendrá que diseñarse de manera que aguante todos los esfuerzos que puedan actuar sobre él sin que sufra ningún tipo de fisura ó rotura. Por todo esto se llega a la conclusión de que este es un aparto esencial en el diseño general de la motocicleta, ya que no sólo incumbe a los componentes de la motocicleta objeto de este proyecto, sino también a otros elementos del vehículo como pueden ser sub-chasis, tijas, suspensión delantera, etc.

Lo primero será predefinir el peso total que vaya a tener el vehículo, para ello se cogerá como base el reglamento técnico ya que condiciona este aspecto de la máquina. El reglamento dice que "El peso mínimo del conjunto de la motocicleta en orden de marcha incluido deposito, gasolina y líquidos no deberá ser inferior a 95 kg en cualquier momento de las pruebas". Siguiendo este criterio se considerará que el peso de la moto será de 95 Kg (mínimo exigido por la competición), el peso del piloto de 75Kg (suponiendo un peso medio) y el peso de la gasolina, lubricantes, fluidos de refrigeración, mono del piloto y casco será de unos 10Kg aproximadamente.

m(moto)	95 kg
m(piloto)	75 kg
m(varios)	10 kg
m(total)	180 kg

Tabla 7-1: Tabla de masas.

Se considerará un coeficiente de adherencia máximo, en condiciones de pista de velocidad asfaltada en seco y con neumáticos blandos, $\mu=1,2$.

Movimiento rectilíneo

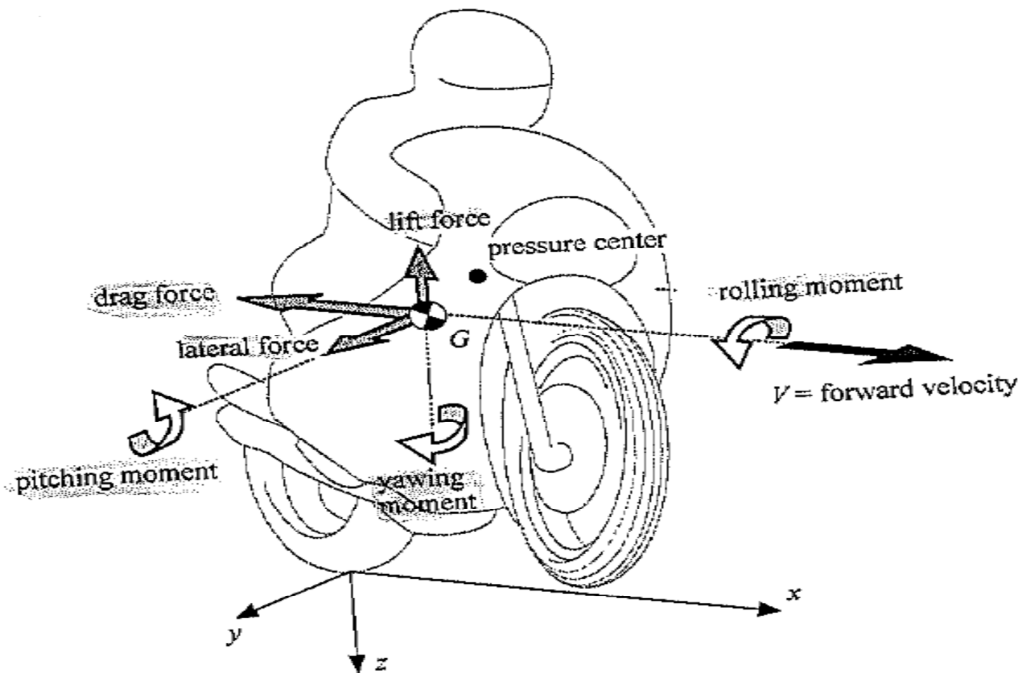
Durante el movimiento en estado estacionario, la fuerza de aceleración producida por el motor se iguala a las fuerzas que se oponen al movimiento de avance y dependen esencialmente de tres fenómenos:

- Resistencia aerodinámica al movimiento de avance (F aerodinámica)
- La componente de la fuerza del peso debido a la pendiente que pueda tener la superficie de la carretera (F peso).
- Resistencia a la rodadura del neumático (F rozamiento).

Fuerzas de resistencia aerodinámica

Todas las influencias aerodinámicas que actúan en la motocicleta se pueden representar mediante tres fuerzas, que actúan sobre el centro de presiones que se encuentra ligeramente adelantado y por encima del centro de gravedad. Estas tres fuerzas crean sus respectivos momentos en el centro de gravedad que serán los momento de inclinación-alabeo (roll), guiñada (yaw) y cabeceo (pitch). Pero debido al pequeño valor que tendrán estos momentos y a la cercanía del centro de presiones y el centro de gravedad, asumiremos que las tres fuerzas actuarán en el centro de gravedad:

- Resistencia al avance, en oposición al desplazamiento longitudinal (F_D , F DRAG).
- Fuerza de elevación que tenderá a elevar la motocicleta (F_L , F LIFT).
- Fuerza lateral que tenderá a empujar la motocicleta hacia un lado (F LATERAL).



7-1:

Esquema de fuerzas que actúan sobre la moto

Las fuerzas más importantes serán la resistencia al avance y elevación, que serán las que se van a calcular. La fuerza lateral puede despreciarse, puesto que su valor será varios órdenes de magnitud menor que las otras dos. Esto sólo es aplicable en este caso de movimiento rectilíneo. La fuerza de resistencia al avance influirá en la máxima velocidad que pueda obtener el vehículo y en el comportamiento de la aceleración. Mientras que la fuerza de elevación reducirá la carga en el neumático delantero y a veces incluso en el trasero. F_D y F_L serán proporcionales al cuadrado de la velocidad:

$$F_D = \frac{1}{2} * \rho * C_D * A * V^2$$

$$F_L = \frac{1}{2} * \rho * C_L * A * V^2$$

ρ (aire kg/m ³ , en condiciones normales)	1,167
C_D (coeficiente de resistencia aerodinámica)	0,688
C_L (coeficiente de elevación)	0,25
A (área frontal, m ²)	0,33
$C_D * A$ (área de resistencia aerodinámica)	0,22
$C_L * A$ (área de elevación)	0,08

Tabla 7-2: Coeficientes aerodinámicos

El valor de C_D está fuertemente influenciado por la forma de la motocicleta y en concreto del carenado. Aunque el valor del coeficiente no es muy significativo, el valor que verdaderamente hay que fijarse es el área de resistencia aerodinámica. Este valor puede ser comparado con el de otras motocicletas para ver cual presenta menos resistencia al avance. En las motocicletas del mundial de 250 cc, suelen tener un valor alrededor de 0,22m², que ha sido el valor que se ha escogido para nuestro modelo.

La elevación de la motocicleta es peligrosa porque reduce la carga en las ruedas y por lo tanto la adherencia en el neumático. Este aspecto también está fuertemente influenciado por la motocicleta y su carenado. Al igual que con la resistencia aerodinámica el valor significativo es el producto $CL \cdot A$, que suele estar en un rango de 0,06 hasta 0,12m². Para este modelo se ha escogido un valor de 0,08, bastante pequeño ya que se trata de una moto de 250cc.

El área frontal será de 0,33m², es un valor que suelen tener los vehículos de estas características. A partir de este valor se podrán hallar los valores de los coeficientes de resistencia al avance y de elevación, tal y como se muestran en la tabla superior. Para una velocidad máxima aproximada que pueda alcanzar la motocicleta de 50 m/s (180 km/h), los valores de las fuerzas aerodinámicas serán los siguientes:

$$F_D = \frac{1}{2} * \rho * C_D * A * V^2 = \frac{1}{2} * 1.167 * 0.688 * 0.32 * 50^2 = 321.1584 \text{ N}$$

$$F_L = \frac{1}{2} * \rho * C_L * A * V^2 = \frac{1}{2} * 1.167 * 0.25 * 0.32 * 50^2 = 116.7000 \text{ N}$$

$F_D(N)$	321.1584
$F_L(N)$	116.7000

Tabla 7-3: Resultados obtenidos

Fuerzas verticales en estado estacionario

Se ha comentado mucho a lo largo del trabajo de la importancia que tiene el CDG sobre el comportamiento de la motocicleta. Este parámetro influye de manera considerable también en las cargas que vaya a sufrir la motocicleta. En este caso las fuerzas verticales de reacción entre las ruedas y el suelo están muy influenciadas.

Se considerará las fuerzas verticales estáticas, es decir, como si estuviese el vehículo estacionado. Se cumplirán las siguientes ecuaciones:

$$m * g = N_r + N_f = 1765.8 \text{ N}$$

$$N_f = m * g * \left(\frac{b}{p} \right) = 882.9 \text{ N}$$

$$N_r = m * g * \left[\frac{(p - b)}{p} \right] = 882.9 \text{ N}$$

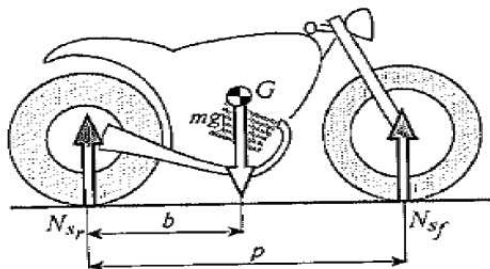


Figura 7-2: Aplicación de fuerzas verticales en estado estacionario

Es evidente que la suma de las dos normales deberá ser igual al peso total de motocicleta, mientras que las normales en cada rueda dependen de la posición del centro de gravedad. En este caso al estar la moto cargada uniformemente el valor de las fuerzas verticales será el mismo en ambas ruedas.

Fuerza de resistencia causada por la pendiente de la carretera

La fuerza de resistencia causada por la pendiente de la carretera es igual a la componente del peso en la dirección de la motocicleta:

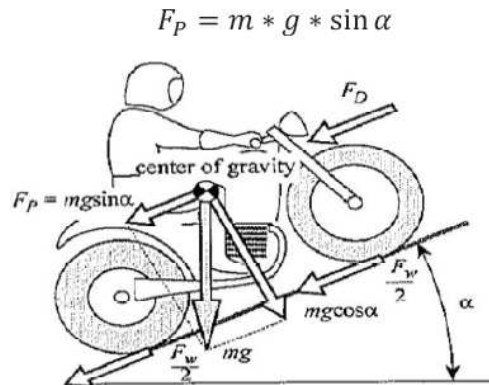


Figura 7-3: Fuerza de resistencia causada por la pendiente de la carretera

Donde α representa la pendiente del plano de la carretera.

Gravedad (m/s)	9,81
Ángulo α (rad)	0,175 (10°)
F_p (N)	306,6280

Tabla 7-4: Resultados obtenidos

A partir de este apartado, en los próximos cálculos no se tendrá en cuenta esta fuerza ya que la pendiente que puede tener el plano del suelo del circuito en cuestión es prácticamente nula.

Equilibrio en estado estacionario

Se introducirán las siguientes hipótesis con respecto al modelo del sistema moto-piloto:

- La fuerza de rodadura es cero ($F_w = 0$).
- La fuerza aerodinámica de elevación es cero ($F_L = 0$).
- Debido a que la superficie del circuito es lisa, la fuerza que se oponga al movimiento de avance será tan solo la fuerza de resistencia aerodinámica F_D .

Como se ha comentado anteriormente, se considera que el centro de presiones coincide con el centro de gravedad. Además de la fuerza aerodinámica anteriormente comentada, habrá que tener en cuenta las siguientes fuerzas que actúan en la motocicleta:

- **El peso** (mg) que actúa en el centro de gravedad.
- **Fuerza de avance S**, que el suelo aplica a la moto en el punto de contacto de la rueda trasera.
- **Las fuerzas verticales de reacción N_f y N_r** , entre los neumáticos y el plano de la carretera.

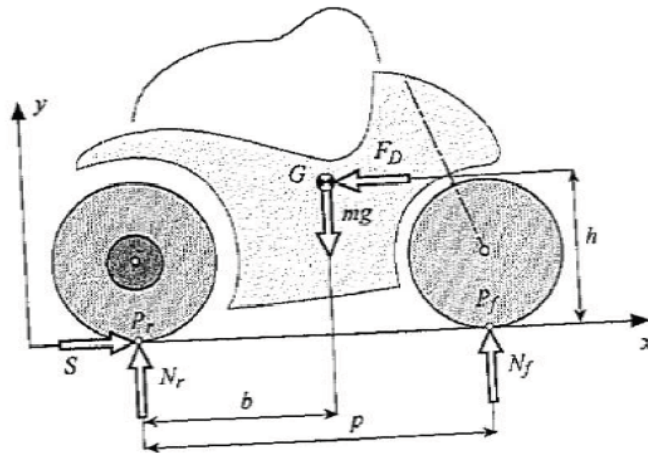


Figura 7-4: Equilibrio en estado estacionario

Las ecuaciones de equilibrio de la motocicleta permitirán conocer valores desconocidos de las fuerzas de reacción N_f y N_r , una vez que los valores de la fuerza del peso mg , la fuerza de avance S y la fuerza aerodinámica F_D sean conocidos. Al ser estado estacionario no habrá aceleración y el vehículo se encontrará a velocidad constante.

Equilibrio de fuerzas horizontales: $S - F_D = 0$
 Equilibrio de fuerzas verticales: $m * g - N_r - N_f = 0$
 Equilibrio de momentos respecto al CdG: $S * h - N_r * b + N_f * (p - b) = 0$

Las reacciones verticales de sobre las ruedas serán:

$$N_f = m * g * \left(\frac{b}{p}\right) - S * \left(\frac{h}{p}\right)$$

$$N_r = m * g * \left[\frac{(p - b)}{p}\right] + S * \left(\frac{h}{p}\right)$$

Vemos como estas reacciones están compuestas por un término estático que depende de la distribución de peso y un término dinámico que depende directamente del empuje y la altura del CDG y es inversamente proporcional a la distancia entre ejes. Este segundo término es denominado "transferencia de carga".

Para una velocidad máxima de 50m/s (180km/h) se tendrán los siguientes valores:

Fuerza de rodadura	F_W	≈ 0
Fuerza de elevación	F_L	≈ 0
Fuerza de conducción	S	321,1584 N
Fuerza aerodinámica	F_D	321,1584 N
Carga delantera	N_f	709,4745 N
Carga trasera	N_r	1056,3255 N
Ángulo transfer. carga	τ	27° (0,48rad)

Tabla 7-5: Resultados obtenidos

El ángulo de la transferencia de carga será el formado por las fuerza de avance S y por la fuerza normal en el neumático trasero, que forman un ángulo de 27 grados. Se puede ver ahora como las cargas dinámicas varían de las estáticas calculadas anteriormente. Ahora está más cargada la rueda trasera debido a la transferencia de cargas.

Movimiento lineal transitorio

Ahora se va a considerar la motocicleta en estado transitorio con un movimiento rectilíneo, asumiremos las hipótesis del apartado anterior. Las ecuaciones de equilibrio propuestas para el apartado anterior seguirán siendo validas para el equilibrio de fuerzas verticales y el de momentos:

$$\begin{aligned} \text{Equilibrio de fuerzas verticales:} & \quad m * g - N_r - N_f = 0 \\ \text{Equilibrio de momentos respecto al CDG:} & \quad S * h - N_r * b + N_f * (p - b) = 0 \end{aligned}$$

Donde S será la fuerza de empuje que será (+) positiva durante la aceleración y (-) negativa durante la frenada.

La ecuación de equilibrio de fuerzas horizontales dependerá de que estemos acelerando o frenando. La estudiaremos en cada caso en los apartados siguientes.

Aceleración

Limitada por el motor

En este caso se obtendrá la aceleración y fuerza de empuje máximo que podrá proporcionar el motor. No se realizarán ningún otro tipo de consideraciones y el único limitante será el motor. En este caso la fuerza de empuje será igual a la suma de las inercias y las fuerzas de resistencia.

$$\begin{aligned} \text{Equilibrio de fuerzas horizontales:} & \quad S^* = F_D + m^* * x'' \\ \text{Donde } S^* = T * (W_m/V). & \text{ Siendo } T \text{ el par del motor y } W_m/V \text{ el ratio entre la velocidad} \\ \text{angular del motor y la velocidad lineal de la motocicleta. El termino } m^* & \text{ será la "masa equivalente" de la} \\ \text{moto, } m^* = m + \text{ efecto de las inercias rotacionales.} & \end{aligned}$$

Para calcular esta masa equivalente se tendrá en cuenta toda la energía cinética de los elementos rotatorios importantes presentes en la moto. Sólo se tendrá en cuenta las inercias de las ruedas delantera y trasera y del volante de inercia que está acoplado al motor. El resto de las inercias las despreciaremos debido a su pequeño valor y su gran dificultad para conocerlas. De esta forma se tendrá que:

$$m^* = m + I_{w_r} * \tau_r^2 + I_{w_f} * \tau_f^2 + I_{w_m} * \tau_m^2$$

Donde,

- $m=180 \text{ kg}$ es la masa de la motocicleta con el piloto incluido.
- $I_{wr}=0,35 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ es la inercia de la rueda trasera.
- $I_{wf}=0,35 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ es la inercia de la rueda delantera.
- $I_{\omega m}=0,002 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ es la inercia del volante de inercia.
- $\tau_r=3,2468 \text{ m}^{-1}$ es el ratio de velocidad de la rueda trasera ($1/R_r$).
- $\tau_f=3,3670 \text{ m}^{-1}$ es el ratio de velocidad de la rueda delantera ($1/R_f$).
- $\tau_m=58,6179 \text{ m}^{-1}$ es el ratio de velocidad de la rueda trasera (ω_m/V).

Para calcular el ratio de velocidad de la rueda trasera es necesario conocer la relación de marchas del motor:

	Zsalida/Zentrada	Relación de transmisión
Trasmisión primaria	57/17	2.941
Relaciones de cambio		
• 1º Velocidad	30/13	2.308
• 2º Velocidad	28/16	1.75
• 3º Velocidad	29/20	1.45
• 4º Velocidad	27/22	1.227
• 5º Velocidad	25/24	1.042

Tabla 7-6: Relación de marchas

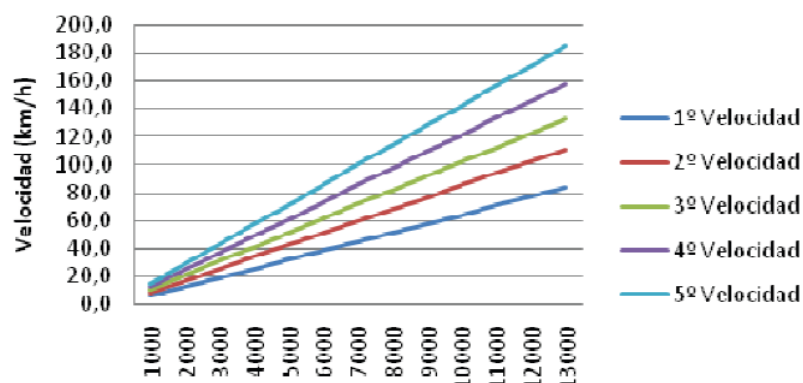


Figura 7-5: Velocidad Vs RPM del cigüeñal

La relación última, es decir, la relación corona-piñón necesaria para que la moto alcance los 180 km/h (Corona=42;Zpiñon=18), es la siguiente.

Relación última (cadena)	2,3333
Radio neumático trasero	0,3079
Radio neumático delantero	0,2970

Tabla 7-7: Datos geométricos

La elección de la relación de transmisión secundaria para una velocidad máxima de 180 km/h ha sido :

$$\tau_m = \frac{57}{17} * \frac{30}{13} * 2.3333 = 58.6179 \text{ m}^{-1}$$

Tabla 7-8: Datos del motor

También se dispone de la gráfica de potencia del motor para las diferentes marchas :



Figura 7-6: Curvas características del motor

En la figura anterior podemos observar la velocidad (rpm) a la cual se produce el par y la potencia máximos.

Según la tabla de potencia el mayor par y por lo tanto la mayor aceleración se obtiene en la primera marcha con el motor a 10710 rpm. En esta situación se tiene un par de 22.54 Nm y una fuerza

en la rueda trasera de 1321.25 N. En esta situación de máximo rendimiento del motor se calculará la aceleración máxima proporcionada por el motor:

$$w_m = 10710 * \frac{2 * \pi}{60} = 1121.5486 \text{ rad/s}$$

Mediante la fórmula planteada recalculamos la fuerza de aceleración que se ha facilitado. Una vez conocido la fuerza S* se pueden calcular las cargas normales dinámicas tal y como se han calculado en la parte anterior:

S*	1321,2464 Nm
T	22,5400Nm
Nf	169,4269 N
Nr	1596,3731 N

Tabla 7-9: Resultados obtenidos

Esta aceleración máxima se produce a un régimen de 10710 rpm y en primera, por lo que la velocidad en ese momento será:

$$V_{rueda} = \frac{w_m}{\tau_m} = 19.1332 \text{ m/s} = 68.8795 \text{ km/h}$$

A esa velocidad la fuerza aerodinámica que se opone al avance será de $F_D = 47,0279\text{N}$. Por lo tanto en ese régimen de funcionamiento de mayor rendimiento del motor y a esa velocidad la aceleración será de (despreciando la fuerza de rodadura):

$$x'' = \frac{S^* - F_D}{m^*} = 6.5503 \text{ m/s}^2$$

Limitado por la tracción

Si se tiene en consideración la aceleración de la motocicleta igual que en el apartado anterior, despreciando la fuerza de rodadura, la fuerza de aceleración vendrá dada por la fórmula:

$$S = m * x'' + F_D$$

Donde S es la fuerza de aceleración y F_D la fuerza aerodinámica que se opone al avance. Asumiendo que el motor proporciona la potencia adecuada, la fuerza de aceleración debe ser menor o al menos igual al producto del coeficiente de adherencia y la carga vertical N_r .

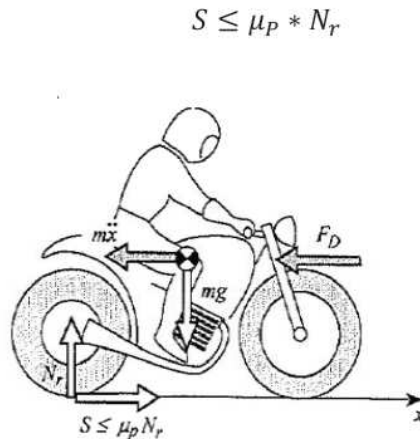


Figura 7-7: Equilibrio de fuerzas en tracción

Si se recuerda que,

$$N_r = m * g * \frac{(p - b)}{p} + S * \frac{h}{p}$$

Se tiene ahora:

$$x'' \leq \frac{\mu_p * g * \frac{(p - b)}{p}}{(1 - \mu_p * \frac{h}{p})} - \frac{F_D}{m}$$

La aceleración máxima se obtiene cuando la FD es cero, esto sucederá empezando a velocidad muy baja. A medida que la velocidad aumenta, la aceleración bajo la limitación de la condición de fricción disminuye. Esto ocurre porque parte de la fuerza de aceleración es igualada a la fuerza aerodinámica y no es utilizada para acelerar el vehículo. Por lo tanto la máxima aceleración se dará a velocidad cero:

Aceleración limitada por tracción (m/s ²)	x''	16,7216
Coefficiente tracción	μp	1,2
Fuerza de rodadura (N)	Fw	0
Fuerza longitudinal (N)	S	3009,8864
Carga trasera (N)	Nr	2508,2386

Tabla 7-10: Resultados obtenidos

Despreciando la fuerza de rodadura y para un coeficiente de adherencia máximo sale una aceleración de más del doble de la limitada por el motor. Es curioso ver como la carga vertical en la rueda trasera es mayor que todo el peso de la motocicleta. Esto en realidad es imposible ya que en estos cálculos estáticos la suma de las dos fuerzas normales no puede superar el peso total de la motocicleta.

Por lo tanto se concluye que la motocicleta aunque el motor lo permitiese, no podría alcanzar semejante aceleración, existiría otro condicionante más limitador en el cual la fuerza de aceleración sería menor, como lo es el siguiente:

Limitado por la rodadura

La condición limitante de rodadura en este caso ocurre cuando la carga en la rueda delantera se reduce a cero. Esta situación se expresa de la siguiente manera:

$$N_f = m * g * \frac{b}{p} - S * \frac{h}{p} = 0$$

De donde tenemos,

$$x'' = g * \frac{b}{h} - \frac{F_D}{m}$$

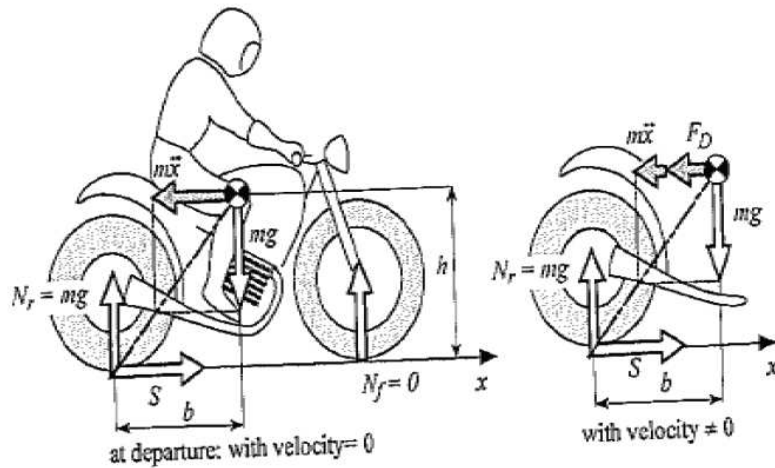


Figura 7-8: Equilibrio de fuerzas en tracción limitada por rodadura

La aceleración que impide el levantamiento de la rueda delantera depende del ratio b/h. De manera que la velocidad de avance aumenta gradualmente, la aceleración a la que ocurre el levantamiento de la rueda delantera disminuye. Esto ocurre porque el levantamiento de la rueda delantera es favorecido por la fuerza aerodinámica de oposición al avance. Por lo tanto la máxima aceleración bajo este limitante ocurrirá con velocidad nula y FD nula.

Aceleración limitada por rodadura (m/s ²)	x''	9,0833
Carga trasera (N)	Nr	1765,8
Carga delantera (N)	Nf	0
Fuerza longitudinal (N)	S	1635,00

Tabla 7-11: Resultados obtenidos

La aceleración obtenida con esta condición es mayor que la limitada por el motor pero menor que la limitada por la adherencia del suelo. Se ve claramente con carga de la rueda delantera es nula y todo el peso de la motocicleta se apoya sobre el neumático trasero.

Frenada

Se considerará que sólo se frena con el freno delantero, caso en el cual ocurrirán las cargas más extremas, será una situación mucho más exigente.

Limitada por la tracción

Para evaluar el rol del freno trasero bajo limitante de deslizamiento hay que tener en cuenta una serie de consideraciones. Durante la desaceleración la carga en la rueda delantera aumenta, mientras la carga de la rueda trasera disminuye, por lo que se deduce que ocurre una transferencia de cargas desde la rueda trasera a la rueda delantera. Si consideramos la motocicleta en fase de frenada y aplicamos las leyes de Newton, podemos calcular la transferencia de carga de la rueda trasera a la delantera.

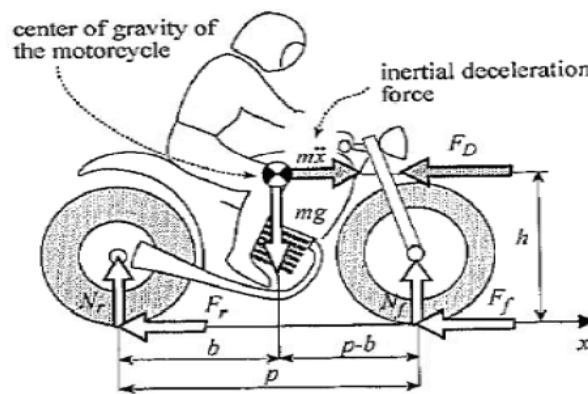


Figura 7-9: Equilibrio de fuerzas en frenada limitada por tracción

Se tienen tres ecuaciones debidas a al equilibrio de las fuerzas horizontales y verticales y al equilibrio de momentos alrededor del centro de gravedad:

$$\begin{aligned} m * x'' &= -F_f - F_r \\ m * g - N_r - N_f &= 0 \\ -F * h - N_r * b + N_f * (p - b) &= 0 \end{aligned}$$

Donde F (la fuerza total de frenada) indica la suma de la fuerza delantera F_f y trasera F_r . La carga dinámica delantera será la suma de la carga estática y la carga dinámica.

La carga dinámica trasera sin embargo será la diferencia entre la carga estática y la transferencia de carga.

$$\begin{aligned} N_f &= m * g * \frac{b}{p} + F * \frac{h}{p} \\ N_r &= m * g * \frac{(p - b)}{p} - F * \frac{h}{p} \end{aligned}$$

Se ve claramente como la transferencia de carga Fh/p es proporcional la fuerza de frenada total y la altura del centro de gravedad, y es inversamente proporcional a la batalla. Para evitar que el neumático deslice en la frenada, la fuerza que se aplique en la frenada no debe exceder el producto de la carga dinámica que actúa en el neumático multiplicado por el coeficiente de adherencia. Este producto representa la frenada máxima aplicable en el neumático, que será la fuerza de frenada en el límite de empezar a deslizar.

$$F = F_f + F_r = \mu * (N_f + N_r)$$

$$F = \mu * m * g$$

Fuerza de Frenada por tracción (N)	FF	2118,96 N
Carga delantera (N)	Nf	2027,1384 N
Carga delantera (N)	Nr	0
Desaceleración (m/s ²)	x"	-11,772

Tabla 7-12: Resultados obtenidos

La desaceleración obtenida es de más de un g y la carga vertical delantera es mayor que el propio peso de la motocicleta. Al igual que en el caso de aceleración limitado por tracción, esto es imposible el cálculos estáticos. Lo que sucede aquí también es que existirá otro condicionante más limitador que impedirá obtener esta fuerza de frenada y así la normal no superará el peso total del vehículo.

Limitada por vuelco

Al aumentar la fuerza de frenada total, la carga vertical de la rueda trasera ve disminuyendo hasta que llegue a cero. En este caso la condición limitante será el vuelco de la motocicleta, es decir cuando la carga dinámica vertical en el neumático trasero alcanza el valor cero.

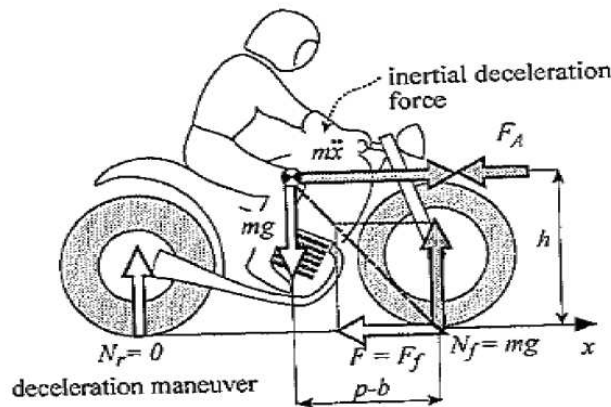


Figura 7-10: Equilibrio de fuerzas en frenada limitada por vuelco

Bajo esta condición, la carga dinámica frontal será igual a todo el peso de la motocicleta y la dirección de la resultante de la carga dinámica y la fuerza de frenada pasa a través del centro de gravedad de la motocicleta. La ecuación de equilibrio de los momentos respecto al centro de gravedad expresan la fuerza de frenada en el momento de vuelco inminente.

$$F = N_f * \frac{(p - b)}{h} = m * g * \frac{(p - b)}{h}$$

Un valor bajo de esta fuerza de frenada indica que el vehículo sería muy propenso a volcar. Por lo tanto se puede concluir que el vuelco se ve favorecido cuando la motocicleta es ligera y el centro de gravedad tiene una posición adelantada y elevada.

La ecuación de movimiento, en condiciones de vuelco inminente donde se ignora la fuerza aerodinámica es:

$$m * x'' = -F = m * g * \frac{(p - b)}{h}$$

La máxima desaceleración, expresada en g's, es proporcional a la distancia longitudinal desde el centro de gravedad hasta el punto de contacto de la rueda delantera, y es inversamente proporcional a la altura del centro de gravedad.

$$\frac{x''_{max}}{g} \leq \frac{p - b}{h}$$

Es importante darse cuenta de que la desaceleración en el vuelco inminente depende solamente del centro de gravedad, y no del peso de la motocicleta. Para incrementar este valor es necesario bajar el centro de gravedad y colocarlo lo más atrás posible. Teniendo en cuenta la fuerza aerodinámica que se opone al avance se tendría:

$$\frac{x''_{max}}{g} \leq -\frac{(p - b)}{h} - \frac{F_D}{m * g}$$

La máxima desaceleración depende tanto de la masa como de la velocidad.

Fuerza de Frenada antes de volcar (N)	FFv	1635.0000
Desaceleración sin FD (m/s ²)	x''	-9.0833
Desaceleración con FD (m/s ²)	x''	-10.8675
Carga vertical delantera (N)	Nf	1765.8000
Carga vertical trasera (N)	Nr	0

Tabla 7-13: Resultados obtenidos

Es obvio que la fuerza aerodinámica ayuda a obtener un mayor fuerza de frenada, por lo tanto para el máximo valor de F_D , es decir a máxima velocidad (50m/s, 180km/h), se obtendrá la mayor desaceleración.

Curva en estado estacionario

En curva se producirán las mayores fuerzas laterales y se producirán una serie de comportamientos interesantes para nuestro análisis. Durante el movimiento estacionario en curva la motocicleta podrá tener un comportamiento neutro, sub-virador o sobre-virador. Para mantener el equilibrio el piloto aplica un par en el manillar que puede ser cero, positivo (en la misma dirección que la rotación del manillar) o negativo (en la dirección opuesta a la rotación del manillar). Estas características son importantes y definen la sensación de manejabilidad de la motocicleta.

Inclinación de la moto en giro estático

Ángulo ideal de inclinación

La motocicleta en un giro estático se mantiene por la aplicación de dos momentos. El generado por la fuerza centrífuga que tiende a devolver la moto a su posición vertical y el propio peso que trata de inclinar mas la moto.

Consideramos las siguientes hipótesis:

- La motocicleta rueda a velocidad constante en una curva de radio constante (condiciones estado estacionario).
- Los efectos giroscópicos son despreciables.

Considerando el espesor de los neumáticos nulos, el equilibrio de momentos nos permite obtener el ángulo de inclinación en términos de velocidad y radio de giro R_c .

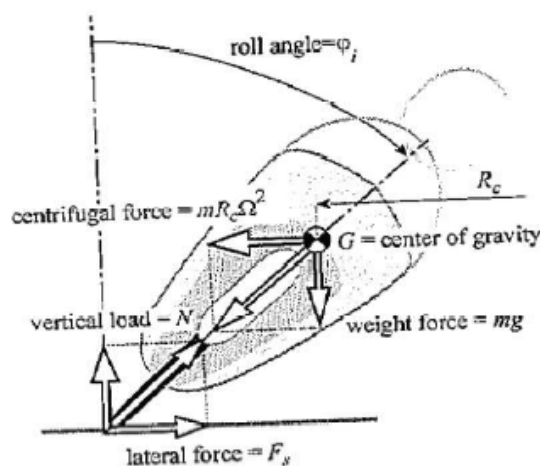


Figura 7-11: Equilibrio de fuerzas en giro estático

$$\text{Fuerza centrífuga} = R_C * m * \Omega^2 \quad V = \Omega * R_C$$

Ángulo de inclinación

$$\varphi_i = \arctan \frac{R_C * \Omega^2}{g} = \arctan \frac{V^2}{g * R_C}$$

En realidad este ángulo es una aproximación ya que el espesor del neumático no es nulo. Además si el piloto está aplicando sobre el manillar un momento que hace que se produzca un ángulo de giro, el punto de contacto del neumático se desplaza y la línea que une los puntos de contacto no está contenida en el plano x.

Ángulo de inclinación efectivo

Ahora vamos a considerar las mismas suposiciones que en el caso anterior excepto que la anchura de los neumáticos será igual a 2t. Esto hace que el ángulo de inclinación necesario para equilibrar las fuerzas centrífuga y el peso sea mayor.

$$\varphi = \varphi_i + \Delta\varphi = \arctan \varphi_i + \arcseno \left[\frac{t * \sin \varphi_i}{(h - t)} \right]$$

Esta ecuación nos muestra como un aumento de la anchura de los neumáticos obliga a que el ángulo de inclinación sea mayor para equilibrar las fuerzas. Así como una disminución de la altura del CDG provoca que el ángulo de inclinación necesario también sea mayor.

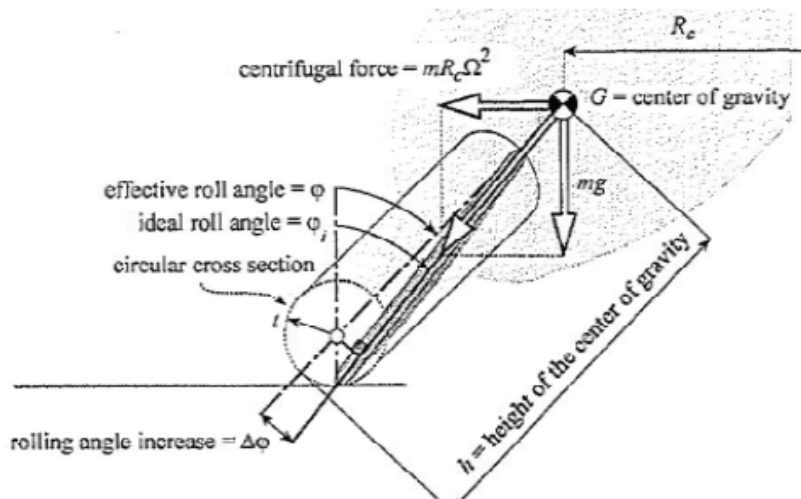


Figura 7-12: Ángulo de inclinación

Otro factor muy importante en el ángulo de inclinación de la motocicleta es la posición del conductor. La variación de la posición de este hace que el CdG cambie de posición haciendo que el ángulo de inclinación de la moto pueda ser igual, mayor o menor. La posición óptima es aquella en la que el piloto se descuelga de la moto hacia el interior de la curva, desplazando el CDG hacia el interior y haciendo que el ángulo de inclinación sea menor.

Velocidad de las ruedas durante un giro

Considerando que no se produce deslizamiento longitudinal entre el neumático y la carretera la velocidad de cada rueda en función de la velocidad longitudinal será:

$$\omega_r = -\frac{V}{(\rho_r + t_r * \cos \varphi)}$$

$$\omega_f = -\frac{V}{(\rho_f + t_f * \cos \beta) * \cos \Delta}$$

Cabe destacar que durante la frenada o aceleración se produce un deslizamiento entre el neumático y la rueda. Mientras que en condiciones estáticas este deslizamiento es despreciable ya que es debido únicamente a la resistencia a la rodadura.

También es importante observar como la velocidad de los neumáticos en curva es mayor ya que el contacto entre neumático y carretera no se produce en la circunferencia de mayor radio.

Se han tomado las características aproximadas de una de las curvas donde más sufre la motocicleta en el circuito de Alcañíz. Esta es una curva cerrada en la que la motocicleta pasa bastante rápido con un ángulo de inclinación cerca del máximo. En esta curva se dan uno de los máximos valores de fuerza lateral. Por lo tanto a partir de estas características se hallarán las fuerzas de manera teórica.

Así tenemos las siguientes condiciones:

Ángulo de inclinación ideal	ϕ_i	47.9605° (0,8371 rad)
Radio de giro	Rc	68 m
Velocidad de viraje	Ω	0,4000 rad/s
Velocidad de avance	Vc	27,2000 m/s
Fuerza centrífuga	Fc	1958.4000 N
Angulo efectivo de inclinación	ϕ_e	51.3667° (0,8965 rad)
Anchura de los neumáticos	2tnf	0.1000 m
Variación de ángulo de inclinación	$\Delta\phi$	3.4062° (0,0594 rad)
Media anchura de los neumáticos	tnf	0,0500 m
Velocidad angular en giro rueda	ω_f	-78.3976 rad/s
Velocidad angular en giro rueda	ω_r	-79.0929 rad/s
Radio equivalente rueda delantera	ρ_f	0,2970 m
Radio equivalente rueda trasera	ρ_r	0,3080 m
Media anchura neumático trasero	tnr	0,0575m

Tabla 7-14: Resultados obtenidos

Comportamiento direccional de la moto en el giro

Si ahora consideramos una moto realizando un giro en condiciones estáticas y cada una de las ruedas gira en rodadura perfecta el vector velocidad estará contenido en el plano de la rueda.

El deslizamiento lateral se expresa mediante el ángulo de deslizamiento λ , definido como el ángulo que forma el plano de la rueda con la dirección que sigue la moto.

Las fuerzas de reacción laterales dependen del ángulo de deslizamiento, ángulo de inclinación y las fuerzas verticales. Estas fuerzas se pueden expresar mediante la siguiente ecuación lineal cuando los ángulos son pequeños:

$$F_{sf} = (k_{\lambda f} * \lambda_f + k_{\varphi f} * \varphi_f) * N_f$$

$$F_{sr} = (k_{\lambda r} * \lambda_r + k_{\varphi r} * \varphi_r) * N_r$$

Donde la constante k (radianes ⁻¹) representa el coeficiente de rigidez de los neumáticos. Uno es de deriva y el otro de comba. Cuanto mayor son estos coeficientes menor es el ángulo necesario para lograr la fuerza lateral necesaria. Para nuestro modelo estos son los valores que se tienen:

Rigidez comba delantero	$k_{\varphi f}$	2,132
Rigidez comba trasero	$k_{\varphi r}$	2,08
Angulo deriva delantero	λ_f	-0,056 rad
Angulo deriva trasero	λ_r	-0,052 rad
Rigidez deriva delantero	$K_{\lambda f}$	18,122
Rigidez deriva trasero	$K_{\lambda r}$	18,72

Tabla 7-15: Resultados obtenidos

Los ángulos de deriva se calculan a partir de las siguientes expresiones:

$$\lambda_f = \frac{1 - k_{\varphi f}}{k_{\lambda f}} * \varphi$$

$$\lambda_r = \frac{1 - k_{\varphi r}}{k_{\lambda r}} * \varphi$$

Ángulo de dirección efectivo

El ángulo de dirección efectivo de una moto depende de los ángulos de deslizamiento y su valor viene dado por:

$$\Delta^* = \Delta + \lambda_r - \lambda_f$$

Donde Δ es el ángulo de dirección cinemática aplicado por el piloto que a su vez depende del ángulo de dirección δ , ángulo de inclinación de la pipa de dirección ε y del ángulo de inclinación de la moto φ .

Ratio de la dirección

El comportamiento direccional de la moto depende de varios parámetros geométricos, de la distribución de masas así como de las propiedades del neumático.

El ángulo de dirección efectivo Δ^* es solo igual al ángulo de dirección cinemático Δ elegido por el piloto cuando los ángulos de deslizamiento de ambas ruedas son iguales. En este caso se dice que estamos ante un sistema de dirección neutral. Por otro lado si los ángulos de deslizamiento son mayores o menores de lo esperado decimos que la moto tiene un comportamiento subvirador o sobrevirador.

Este comportamiento lo podemos expresar mediante el ratio de dirección:

$$\xi = \frac{R_{co}}{R_{cr}}$$

Si $\xi = 1$ El comportamiento es neutral y $\lambda_r = \lambda_f$

Si $\xi > 1$ El comportamiento es sobrevirador y $\lambda_r > \lambda_f$

Si $\xi < 1$ El comportamiento es subvirador y $\lambda_r < \lambda_f$

Podemos ver cuál es el comportamiento direccional idóneo. Si consideramos una moto con un comportamiento sub-virador mientras está tomando una curva. La moto tiende a salirse de esta por lo tanto es piloto trata de corregir esto aplicando un mayor ángulo de giro sobre la rueda delantera para aumentar la fuerza lateral sobre esta. Si el ángulo aplicado es excesivo puede que se sobrepase el coeficiente de adherencia máximo de la rueda delantera con la consecuencia de que se pierde el control sobre esta y el piloto cae.

Por el contrario con una moto sobreviradora la pérdida de adherencia se produce sobre la rueda trasera de forma que un piloto experto tiene más posibilidades de volver a hacerse con el control.

Ángulo de dirección efectivo y Radio descrito		
Ángulo de dirección	δ_d	0,0087rad
Ángulo cinemático de dirección	Δ	0,0128rad
Ángulo efectivo de dirección	Δ^*	0,0171rad
Radio de giro por rueda trasera	R_{cr}	73.0667 m
Ratio de dirección	ξ	1.3346

Tabla 7-16: Ángulo de dirección efectivo y radio descrito

Cabe comentar una serie de aspecto de los siguientes valores. Como es lógico en una curva en la que la motocicleta está muy inclinada, como es el caso de 51.3667 grados, el ángulo de dirección es prácticamente nulo. Cuando la moto está recta y no ha entrado en curva todavía es cuando se tiene el mayor ángulo de dirección, pero una vez que está dentro con la motocicleta inclinada (cuando más sufre) este ángulo es muy pequeño. Se ha escogido el valor de 5 grados.

El ratio de la dirección obtenido para nuestro modelo es mayor de 1, por lo que es sobreviradora. Tendrá entonces un buen comportamiento la motocicleta tal y como se espera y será más fácil de manejarla para el piloto.

Fuerzas en curva

La expresión de las cargas verticales en cada neumático en curva cambia respecto al movimiento rectilíneo. Teniendo en cuenta la fuerza aerodinámica se producirá una transferencia de carga debido a la misma y se obtendrán las siguientes expresiones:

$$N_f = m * g * \frac{b}{p} - F_D * \frac{h}{p} * \cos \varphi$$

$$N_f = m * g * \frac{(p - b)}{p} + F_D * \frac{h}{p} * \cos \varphi$$

De todas maneras se despreciarán las fuerzas aerodinámicas debido a que no influyen mucho y se logra simplificar los cálculos. Si se considera una curva con un radio grande con respecto a la batalla de la motocicleta, que lo es 68/1,225, y se desprecia la fuerza aerodinámica las fuerzas laterales en cada neumático vendrán representadas por las siguientes expresiones:

$$N_f = m * g * \frac{b}{p}$$

$$N_f = m * g * \frac{(p - b)}{p}$$

Entonces,

$$F_{sf} = \frac{N_f * V^2}{g * \cos \Delta * R_{cr}}$$

$$F_{sf} = \frac{N_r * V^2}{g * \cos \Delta * R_{cr}}$$

Fuerza lateral delantero	FsfL	911.3738 N
Fuerza lateral trasero	FsrL	911.2993 N

Tabla 7-17: Resultados obtenidos

Cargas debidas a las irregularidades del terreno

En los cálculos teóricos se ha considerado siempre el suelo plano, pero esto en la realidad nunca es así. En los circuitos de velocidad es raro que existan muchas irregularidades en el asfalto pero sí que puede haber algún rizado o algún badén en el suelo. Cuando la motocicleta pase por un tramo de este tipo sufrirá unas cargas dinámicas verticales mayores, debidas a las irregularidades del suelo. Por lo tanto es conveniente calcular estas cargas verticales que no han sido consideradas anteriormente. Puede ocurrir que en un momento de máximo esfuerzo en la motocicleta (aceleración, frenada o curva) exista una irregularidad en el suelo y se produzcan valores máximos de carga vertical. El chasis, basculante y demás componentes deberán aguantar bien este tipo de cargas máximas. Por tanto, este tipo de cargas serán estudiadas para que todos los componentes que se vayan a construir las aguanten satisfactoriamente. Para realizar este estudio se ha escogido el modelo de "mono-suspensión de un grado de libertad".

Mono-suspensión con un grado de libertad

Movimiento Oscilatorio impuesto por las irregularidades de la carretera

Se considera la motocicleta corriendo por un perfil de carretera sinusoidal a una velocidad constante V y se supone que la motocicleta se puede representar mediante dos mono-suspensiones separadas. También se supone que las masas no suspendidas son despreciables. El modelo de mono-suspensión con un grado de libertad puede representar tanto la suspensión delantera como la trasera.

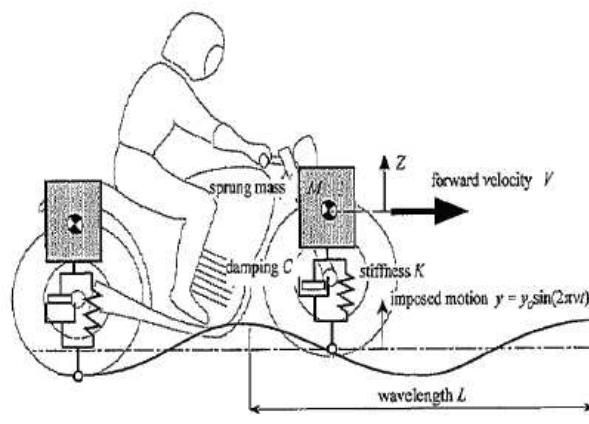


Figura 7-13: Modelo de análisis de vibraciones

Se contempla una suspensión afectada por el movimiento causado debido a las irregularidades del suelo. El punto de contacto de la rueda con el perfil de la carretera se mueve en movimiento armónico de acuerdo a esta ley:

$$y = y_0 * \sin(2 * \pi * v * t)$$

donde $v = V/L$ representa la frecuencia del movimiento impuesta en el sistema por las irregularidades del terreno.

Se puede demostrar fácilmente que en estado estacionario (respuesta periódica) el ratio de amplitudes entre Z_0 (del movimiento vertical de la masa suspendida) e Y_0 (impuesta por el movimiento es:

$$T = \frac{Z_0}{Y_0} = \sqrt{\frac{1 + (2 * \xi * \frac{v}{v_n})^2}{(1 - (\frac{v}{v_n})^2)^2 + (2 * \xi * \frac{v}{v_n})^2}}$$

donde v_n representa la frecuencia de la mono-suspensión. El ratio T se llama transmisibilidad.

A continuación se ven varias curvas de transmisibilidad según el movimiento armónico para el ratio de amortiguamiento que se tiene:

$$\xi = \frac{C}{2 * \sqrt{K * M}}$$

Ratio amortiguamiento	ζ	0,50
Coef amortiguacion	C	995,5
Rigidez muelle	K	16163,34
Masa	M	60,5
Frecuencia natural	v_n	2,60

Tabla 7-18: Resultados obtenidos

$$v_n = \frac{1}{2 * \pi} * \sqrt{\frac{K}{M}}$$

Los valores de la suspensión son valores medios cogido de la suspensión delantera y la trasera.

La masa es la mitad de la masa suspendida (145 kg).

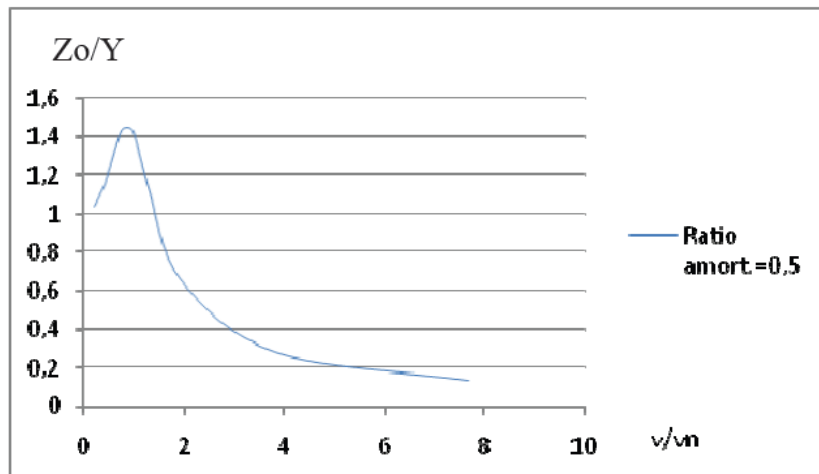


Figura 7-14: Transmisibilidad Vs ratio de frecuencia (Ratio amortiguamiento=0.5)

En el gráfico se puede ver claramente que la transmisibilidad, para el valor de amortiguamiento que se obtiene, es igual a 1 cuando el valor del ratio de frecuencia es $\sqrt{2}$. Este valor aparece cuando se satisface la relación:

$$V = L * v_n * \sqrt{2}$$

Para distintas longitudes de onda se han sacado las diferentes velocidades necesarias para que la transmisibilidad de desplazamiento sea igual a 1.

	m		m/s
L0	0,5	V0	1,83947129
L1	1	V1	3,67894259
L2	2	V2	7,35788518
L3	3	V3	11,0368278
L4	4	V4	14,7157704
L5	5	V5	18,3947129
L6	6	V6	22,0736555
L7	7	V7	25,7525981
L8	8	V8	29,4315407
L9	9	V9	33,1104833
L10	10	V10	36,7894259

Tabla 7-19: Relación entre longitudes de onda y velocidades para obtener una transmisibilidad unitaria

Conclusión:

Se concluye que para valores de ratio de frecuencia menor de $\sqrt{2}$, la introducción de la suspensión amplifica la oscilación hasta ($T > 1$) hasta un valor de 1,44. Por lo tanto la aplicación de la suspensión es beneficioso ($T < 1$) para valores del ratio de frecuencia mayores que $\sqrt{2}$.

Valores altos de amortiguamiento atenúan el incremento de la transmisibilidad para los ratios de frecuencia menores de $\sqrt{2}$, pero empeoran la respuesta del sistema a velocidades altas.

7.1.5.2 Confort de pilotaje

Para el estudio de confort de pilotaje, el gráfico de la aceleración vertical de la motocicleta es más interesante. El piloto percibe la sensación de confort, que está relacionado con las aceleraciones a las que su cuerpo está sometido.

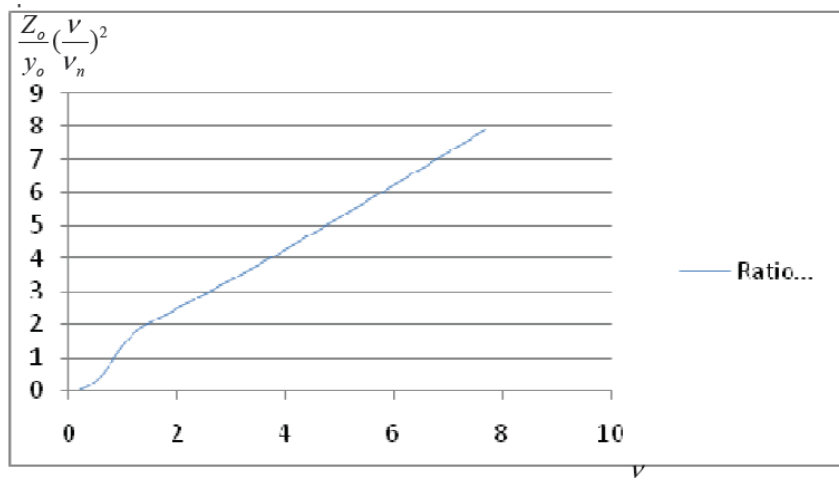


Figura 7-15: Confort de pilotaje (Ratio amortiguamiento= $n=0.5$)

Conclusión:

Para cualquier amortiguamiento, la curva alcanza el valor 2, cuando el ratio de frecuencia es igual a $\sqrt{2}$. Según el ratio de amortiguamiento la pendiente de la curva será diferente. En ese punto la pendiente es nula para un amortiguamiento de 0,354. La curva caracterizada por esta pendiente será la que proporcione la mínima aceleración en este punto. Pero con el ratio de amortiguamiento de nuestro modelo consigue que la transmisibilidad de la aceleración no se dispare antes del valor de $\sqrt{2}$. A partir de este valor la transmisibilidad sigue aumentando pero de una manera moderada. Con este tipo de suspensiones se busca más que confort en el piloto (que unos mínimos tendrá que tener para que la motocicleta pueda ser controlada), un buen comportamiento en la carretera y que no se ponga en compromiso las características físicas de la motocicleta.

En resumen se ve que la suspensión es un filtro que corta las frecuencias altas pero es inevitable que amplifique las frecuencias de banda estrecha próximas a las frecuencias de resonancia.

7.1.5.3 Aceleración vertical

La evaluación del confort de pilotaje está asociado a los picos de máxima aceleración vertical de la masa suspendida. El mejor confort ocurre cuando el pico de aceleración es mínimo. Los siguientes gráficos muestran el curso de la aceleración vertical de la masa suspendida para un ratio de amortiguamiento de 0,5 y varios movimientos armónicos. Tal y como se ha explicado previamente el punto de contacto de la rueda con el perfil de la carretera se mueve en movimiento armónico.

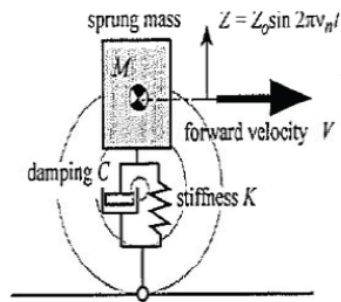


Figura 7-16: Modelo de análisis de vibraciones debidas a aceleraciones verticales

Las oscilaciones de la masa debido al muelle y al amortiguador seguirán la siguiente ley:

$$Z(t) = Z_0 \cdot e^{-\xi(2\pi v_n)t} \cdot \text{seno}(q_n \cdot t)$$

Donde q_n es la frecuencia natural del amortiguador, 2.25 Hz.

$$q_n = v_n * \sqrt{1 - \xi^2}$$

Aunque en un circuito de velocidad las irregularidades que puedan existir serán mínimas, puede darse algún rizado o badén. Un rizado en la carretera puede representarse como un perfil del suelo que sigue una onda sinusoidal de pequeña amplitud (0,05m) y pequeña longitud de onda (frecuencias altas). Mientras que un badén puede representarse igual que el rizado pero con una amplitud mayor (0,1m) y una longitud de onda mayor también. Se han escogido amplitudes que pueden existir en los circuitos de hoy en día, es impensable que existan amplitudes mayores.

Tal y como se verá las aceleraciones verticales serán máximas en el instante inicial de la irregularidad, en tan solo décimas de segundo esa aceleración se atenúa hasta casi anularla gracias a la suspensión. Las aceleraciones serán las siguientes para diferentes amplitudes del perfil del suelo:

$$\ddot{Z}(t) = Z_0 \cdot \xi(2\pi v_n)^2 \cdot e^{-\xi(2\pi v_n)t} \cdot \text{seno}(q_n t) - 2Z_0 \cdot \xi(2\pi v_n) \cdot e^{-\xi(2\pi v_n)t} \cdot q_n \cdot \cos(q_n t) - Z_0 \cdot q_n^2 \cdot e^{-\xi(2\pi v_n)t} \cdot \text{seno}(q_n t)$$

Conclusión

Tal y como se ha comentado antes, las mayores aceleraciones tienen lugar a frecuencias bajas, es decir en el rango en el que la suspensión no beneficia a la motocicleta que corresponde con las frecuencias de resonancia de la suspensión. Por lo tanto a velocidad baja (10m/s) las mayores aceleraciones se obtienen para una longitud de onda de cuatro metros. Mientras esa velocidad aumenta la longitud de onda a la que se da la mayor aceleración también aumenta. Así se obtiene que para la máxima velocidad (50m/s), la mayor aceleración vertical se obtiene para la mayor longitud de onda (30m).

Observando un poco las gráficas se ve como una de las mayores aceleraciones verticales que sufre el modelo es en un badén a máxima velocidad (50m/s). Es el caso de una longitud de onda de 30 metros y una amplitud de 0,1m. Otro caso donde sufre máxima aceleración vertical es para un rizado a baja velocidad (10m/s), con longitud de onda de 4 metros. La aceleración de la masa suspendida

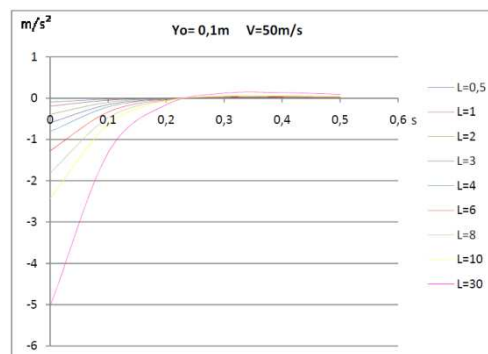
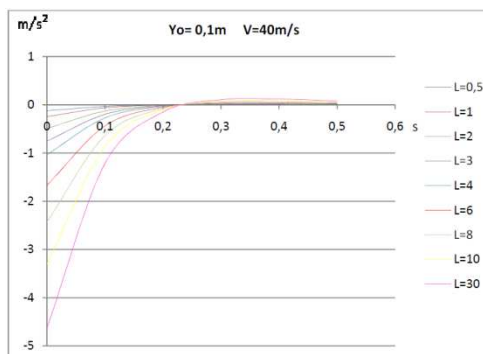
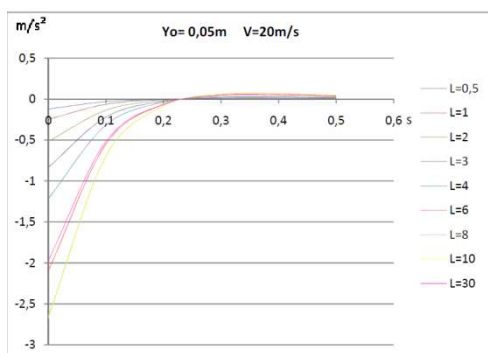
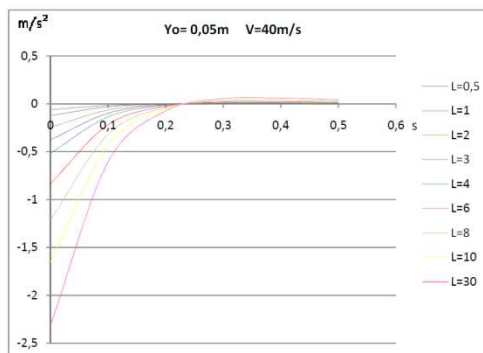
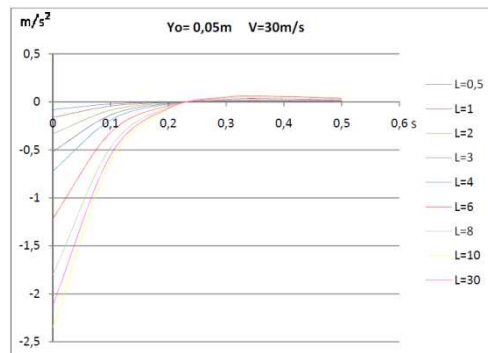
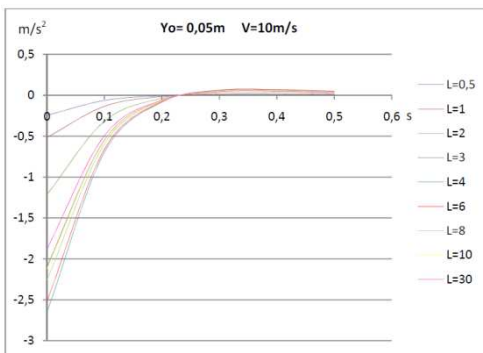
correspondiente a la suspensión (60,5kg) puede llegar hasta los 5,5m/s². Con esto se obtendría la siguiente fuerza:

$$F = m * a = 60,5 \cdot 5,5 = 332,75N$$

Esto sería para un centro de gravedad centrado respecto la batalla. En el caso de la motocicleta a diseñar el centro de gravedad está más adelantado. Por lo tanto la masa suspendida delantera puede llegar a ser de hasta 70kg.

$$\bar{F} = m * a = 70 \cdot 5,5 = 385N$$

Por lo tanto a los valores máximos de cargas verticales calculados anteriormente, habría que sumarle 385 N más.



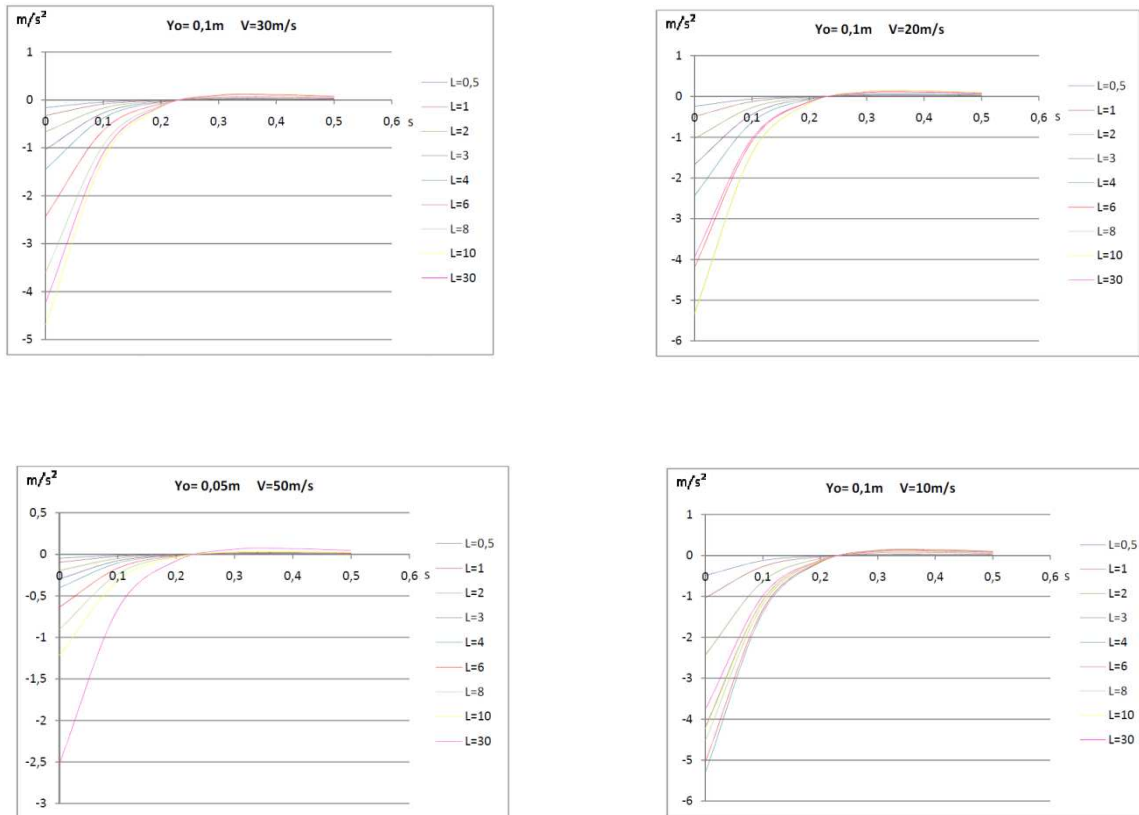


Figura 7-17: Aceleraciones para distintas velocidades y desplazamientos.

Caso extremo

Se va estudiar un hipotético caso con un badén extremadamente marcado. Este badén será de una amplitud de un metro y una longitud de onda de 100 metros. Es imposible que exista un badén de este tipo en cualquier circuito de velocidad ya que estos están diseñados para tener las menos irregularidades posibles. Por lo tanto las cargas verticales dinámicas que se obtengan de este caso no se utilizarán para dimensionar el chasis mediante el método de elementos finitos. Sería un error utilizar esta carga para el diseño ya que el chasis se encontraría sobredimensionado para las condiciones en las que se va a emplear. De todas maneras se estudiará el caso para ver que magnitud pueden llegar alcanzar las cargas dinámicas.

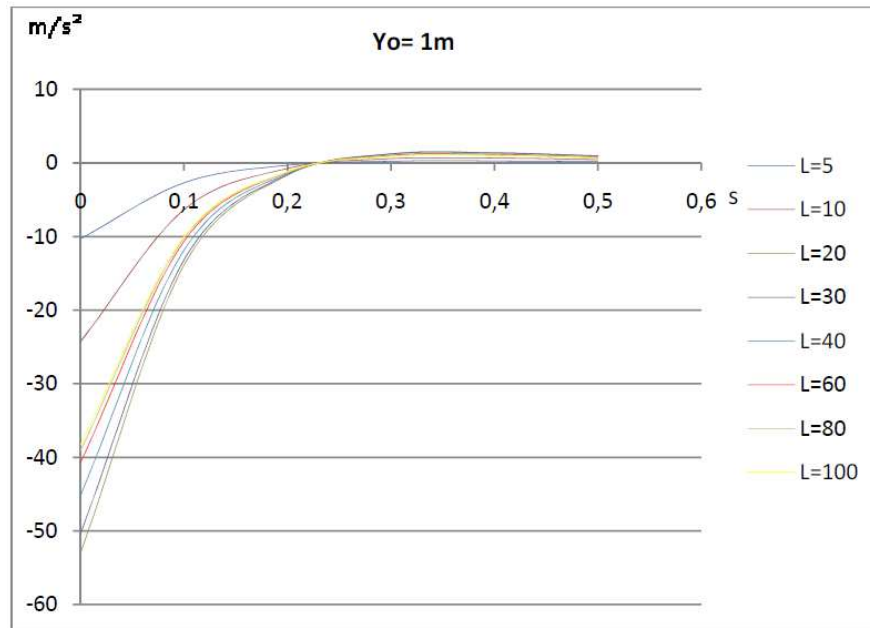


Figura 7-18: Caso Extremo

Tal y como se ve en el gráfico, para una badén de una amplitud de un metro y a velocidad máxima 50m/s, la mayor aceleración vertical se obtiene para una longitud de badén de 20 metros. Para este caso extremo se alcanzan hasta aceleraciones de 53m/s². Son aceleraciones de más de 5gs. Con una masa suspendida de 70 kg la fuerza dinámica vertical alcanzaría un valor de:

$$F = m \cdot a = 70 \cdot 53 = 3710 \text{ N.}$$

Es una carga de más del doble de la que se ha calculado teóricamente. Esto demuestra la diferencia existente entre el comportamiento estático y dinámico. Las cargas dinámicas siempre pueden alcanzar valores mayores debido a que comprende el efecto de la suspensión pero hay que estudiar estas cargas dinámicas con criterio, teniendo claro en qué circunstancias suceden y realmente qué importancia tienen. En este caso hipotético no se tendrá en cuenta la carga dinámica hallada para el diseño del chasis debido a que es una situación irreal y no interesa sobredimensionar la estructura del bastidor.

4.2 Cargas finales para utilizar en el análisis FEM

Las fuerzas teóricas máximas que se han calculado serán las utilizadas posteriormente para realizar el diseño, cálculo y dimensionamiento mediante el análisis FEM del bastidor, basculante y demás componentes de la moto presentes en este proyecto. Para ello se utilizarán las cargas máximas calculadas. En algunos casos (aceleración y frenada) se obtenían diferentes limitantes, por lo tanto se cogerán los valores del mayor limitante porque será imposible que esos valores sean superados. En la

siguiente tabla se muestran las cargas máximas teóricas que se pueden dar en la motocicleta según los condicionantes por las que están limitadas.

VALORES MÁXIMOS		CONDICIONANTE
Carga longitudinal delantera	1635,0000 N	Frenada antes de volcar
Carga vertical delantera	1765,8000 N	Frenada antes de volcar
Carga lateral delantera	911,3738 N	Curva rápida
Carga longitudinal trasera	1321,2464 N	Aceleración por motor
Carga vertical trasera	1596,3731 N	Aceleración por motor
Carga lateral trasera	911,2993 N	Curva rápida

Tabla 7-22: Valores máximos utilizados para el FEM

Por último en lo que a las cargas finales respecta. Se describirán las cargas finales para diferentes hipótesis de carga. Cada caso se ensayará con softwares FEM para realizar el diseño del chasis, basculante y elementos de la suspensión trasera. En cada uno de los casos tendrán que aparecer las seis fuerzas resultantes correspondientes a las dos ruedas y por supuesto que estos casos tienen que representar situaciones límites de la motocicleta sobre el terreno.

Se cogerán los casos más limitantes para evitar que las cargas estén excesivamente sobredimensionadas, caso en el cual se obtendrían componentes que aguantarían grandes esfuerzos pero serían demasiado pesados. Se trata de proporcionar las cargas necesarias para realizar un diseño lo más ajustado posible para soportar los esfuerzos que va a sufrir el vehículo. Es decir, hay que conseguir que el chasis y basculante a diseñar aguanten bien los posibles esfuerzos que vayan a sufrir pero a la vez que sean lo más ligeros posible. Para conseguir este compromiso, a continuación aparecen las cargas a utilizar en los diferentes casos.

Una irregularidad en la carretera puede darse en cualquier momento de la carrera. Se elegirán los peores casos, es decir, aceleración, frenada y paso por curva máximo y se le añadirá a cada fuerza normal una carga de 385N. Tal y como se ha explicado antes esta fuerza es debida a la aceleración vertical que gana la masa suspendida debido a irregularidades del terreno (ya sean rizados o badenes). Esta carga dinámica adicional ha de ser aplicada a los tres casos anteriores, los cuales serían las situaciones más extremas en las que se puede encontrar el vehículo.

Se utilizará un coeficiente de mayoración de 1,5 para asegurar el buen funcionamiento de los diferentes elementos a diseñar. El coeficiente de 1,5 refleja tanto la incertidumbre de las cargas (20%) como la severidad de la situación (30%), es decir, el riesgo que supondría un fallo en la estructura. El coeficiente de seguridad para el análisis FEM se considera nulo debido a la alta detectabilidad de posibles fallos en la misma. Hay que recordar que se trata de una moto de competición que sufre revisiones cada vez que va a salir a pista.

CASO 1. Aceleración máxima

La aceleración limitante es la debida al motor, por lo que se cogerán los valores que corresponden. En este caso se consideró movimiento rectilíneo, así las fuerzas laterales son nulas. Por lo que los valores de las fuerzas en cada rueda son:

Aceleración Máxima	Sin Mayorar		Mayoradas (x 1.5)	
F Longitudinal Trasera	1321,25	N	1981,87	N
F longitudinal Delantera	0,00	N	0,00	N
F Vertical Trasera	2893,24	N	4339,86	N
F Vertical Delantera	554,43	N	831,64	N
F Lateral Trasera	0,00	N	0,00	N
F Lateral Delantera	0,00	N	0,00	N

Tabla 7-23: Hipótesis de carga para el CASO 1.

CASO 2. Frenada máxima

La frenada limitante es la debida al vuelco inminente (carga vertical trasera nula). Al igual que en la aceleración se consideró movimiento rectilíneo por lo que no existirán cargas laterales. También se asumió que sólo se frenaba con la rueda delantera ya que es una frenada más exigente y las cargas que aparecerán serán mayores. Así pues la fuerza longitudinal trasera será nula.

Frenada máxima	Sin Mayorar		Mayoradas	
F Longitudinal Trasera	0,00	N	0,00	N
F longitudinal Delantera	2118,96	N	3178,44	N
F Vertical Trasera	385,00	N	577,50	N
F Vertical Delantera	2412,14	N	3618,21	N
F Lateral Trasera	0,00	N	0,00	N
F Lateral Delantera	0,00	N	0,00	N

Tabla 7-24: Hipótesis de carga para el CASO 2.

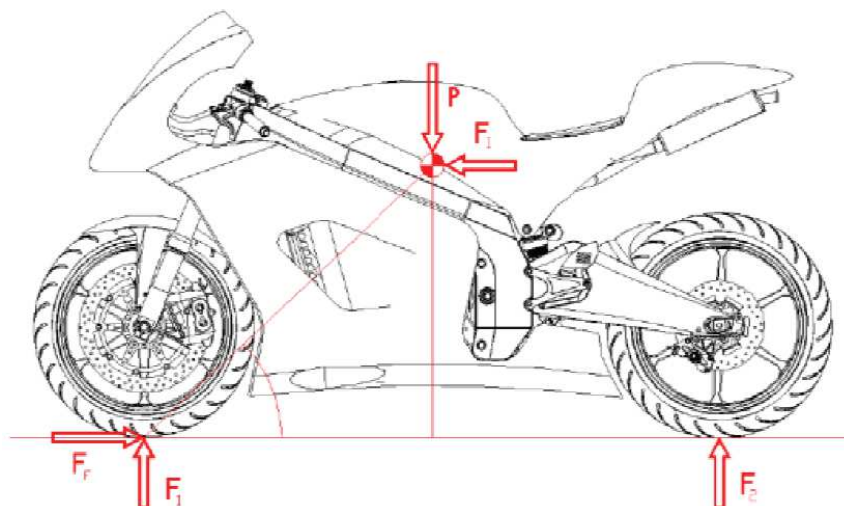


Figura 7-24 :Fuerzas en la hipótesis de frenada máxima

CASO 3. Paso por curva

Para el caso de paso por curva se cogerán las cargas obtenidas mediante el simulador que son mayores que las teóricas. Esto es debido a que en la simulación el paso por curva lo hace en aceleración o frenada y no a velocidad constante tal y como se asume en la teoría. Para este caso se cogerán las cargas que más harán sufrir a la parte delantera del chasis, es una situación más exigente para la motocicleta ya que la parte trasera del chasis (debido al motor, Jaula, basculante, etc.) es más rígida y aguantará más que la delantera

Paso por Curva	Sin Mayorar		Mayoradas	
F Longitudinal Trasera	100.4	N	150.6	N
F longitudinal Delantera	1318.5	N	1977.75	N
F Vertical Trasera	1441,33	N	2161,99	N
F Vertical Delantera	1094,47	N	1641,71	N
F Lateral Trasera	130	N	195	N
F Lateral Delantera	1540.1	N	2311.65	N

Tabla 7-25: Hipótesis de carga para el CASO 3.

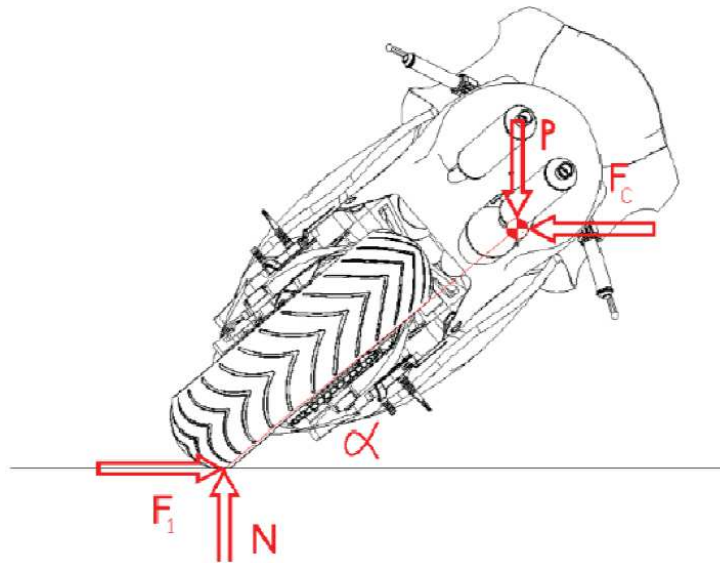


Figura 7-25 :Fuerzas en la hipótesis de paso por curva

Cargas trasladadas a cada componente y punto de aplicación

Tras el análisis de esfuerzos del apartado anterior se han obtenido las cargas resultantes soportadas por la moto. En este apartado se procederá a analizar las cargas que soportará el sistema de suspensión delantero.

Partiremos de las fuerzas resultantes soportadas por la moto, obtenidas en los puntos de contacto de los neumáticos con el suelo. De ahí se deberá realizar un análisis para trasladarlas a los puntos de aplicación adecuados para calcular cada componente por separado

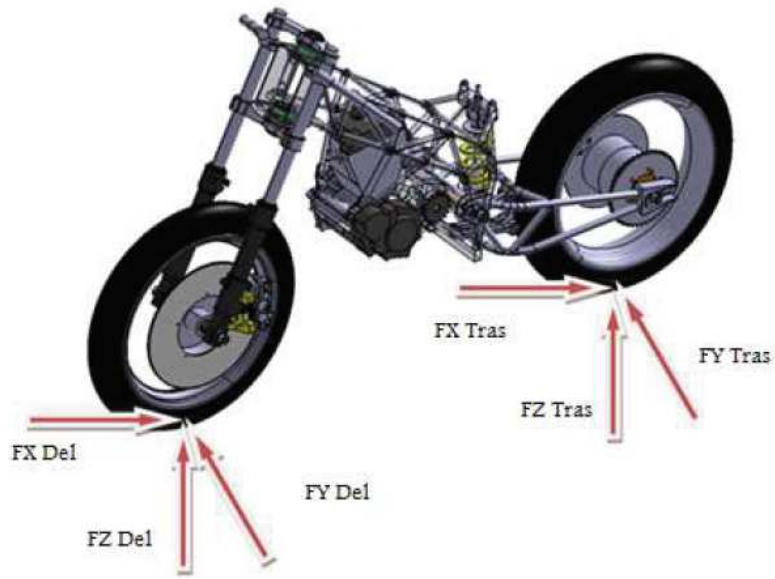


Figura 7-26: Aplicación de fuerzas a nivel de ruedas

Como primera aproximación se trasladan del punto de contacto del neumático con el suelo, al eje central de cada rueda según los siguientes cálculos:

$$F_{longitudinal\ eje} = F_{longitudinal\ suelo}$$

$$F_{lateral\ eje} = F_{lateral\ suelo}$$

$$F_{vertical\ eje} = F_{vertical\ suelo}$$

$$M_{xx} = F_{lateral\ suelo} * R_{neumatico}$$

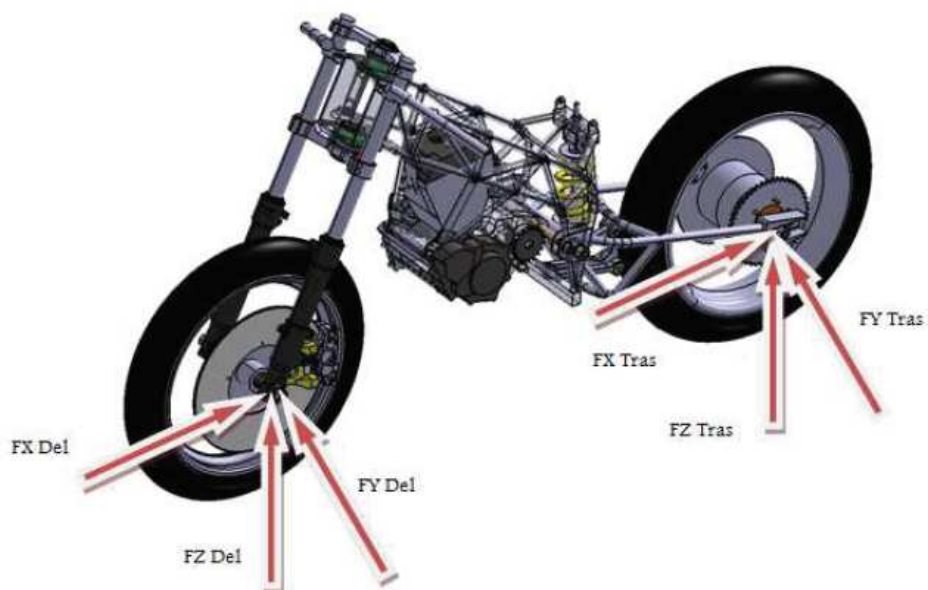


Figura 7-27: Aplicación de fuerzas a nivel de eje.

5 Fuerzas en la suspensión delantera

Para la obtención de las cargas máximas en la suspensión delantera se hace imprescindible el análisis de las diferentes situaciones en las que se puede encontrar una motocicleta: aceleración, frenada, paso por curva e incluso la opción de darse varios de estos efectos al mismo tiempo. Es importante para la valoración de varias hipótesis de forma conjunta tener en cuenta las direcciones de las fuerzas.

Se necesita la obtención de valores de fuerzas en los diferentes ejes, de dirección y de la rueda delantera pero disponemos de información referida a los neumáticos gracias al proyecto desarrollado por Ibai Irigoyen, compañero de la primera edición de Motostudent. Por tanto el objetivo de este primer paso es la creación de unos modelos teóricos según la circunstancia en que se encuentra la motocicleta para trasladar dichos valores a los ejes.

A continuación pondremos 2 tablas, 1 con los datos de la denominación de las fuerzas y las resultantes y otra con la denominación de las distancias utilizadas para el cálculo de momentos, que utilizaremos para resolver las ecuaciones.

Denominación	Descripción
H	Fuerza horizontal que se ejerce en el eje de la rueda
V	Fuerza vertical que se ejerce en el eje de la rueda
Vri	Fuerza vertical que ejerce el rodamiento izq al eje
Vrd	Fuerza vertical que ejerce el rodamiento dch al eje
Hri	Fuerza horizontal que ejerce el rodamiento izq al eje
Hrd	Fuerza horizontal que ejerce el rodamiento dcho al eje
Ff	Fuerza longitudinal del suelo sobre la rueda
Fv	Fuerza vertical del suelo sobre la rueda
Flat	Fuerza lateral del suelo sobre la rueda
Fb	Fuerza de frenado sobre el disco
Fperp	Fuerza perpendicular al plano de la rueda en curva
Fil	Fuerza paralela al plano de la rueda en curva
Rlls	Fuerza sobre el eje superior de la tija
Rlli	Fuerza sobre el eje inferior de la tija

Denominación	Distancia(mm)	Descripción
Rdel	282	Radio rueda delantera
Rdis	160	Radio del disco de freno delantero
Xd	42.5	Distancia del plano de la rueda delantera al rodamiento de la dcha
Xi	47.5	Distancia del plano de la rueda delantera al rodamiento de la izq
Xdis	52	Distancia del plano de la rueda delantera al disco de freno
Lsusp	700	Longitud de la suspensión
dt	200	Distancia entre las tijas
doff	32	Distancia del eje de la pipa a las barras de suspensión
L	100	Distancia del eje de la rueda al anclaje de la pinza

A continuación describiremos los diferentes casos que se pueden dar en la conducción de nuestra motocicleta, y para los que realizaremos el estudio de las fuerzas

CASO DE ACELERACIÓN

En el momento de la aceleración la rueda delantera apenas va a tener sollicitación. La transferencia de cargas que se produce aumenta el peso de la motocicleta sobre la rueda trasera. Por supuesto en esta situación no aparecen fuerzas longitudinales.

Los valores que tenemos son $F_{long} = 0$, $F_v = 554,5$ N los cuales no tendremos en cuenta para luego realizar los ensayos con el programa de análisis de elementos finitos debido a su escaso valor en comparación con el resto.

CASO DE FRENADA

En el momento de una frenada todo el peso de la moto se desplaza hacia la rueda delantera dándonos las mayores fuerzas verticales y pudiendo así lograr fuerzas longitudinales de agarre más altas.

El caso limitante de una frenada lo da el momento de vuelco. En ese caso, la fuerza longitudinal de frenada consigue que toda la fuerza vertical sobre el neumático delantero sea el propio peso de la moto. Si el piloto frenara más, el siguiente paso sería el vuelco.

La pinza de freno tiene su efecto sobre la horquilla y se debe tener en cuenta en el modelo puesto que acabará repercutiendo sobre la fuerza longitudinal.

CASO DE PASO POR CURVA

A la entrada de una curva la moto sufrirá una transferencia de cargas hacia la rueda delantera debido a la frenada previa que se produce normalmente y, además, tendrá cierta inclinación. Esto me obliga a hacer una pequeña transformación de las fuerzas para adecuarlas a los ejes que necesito.

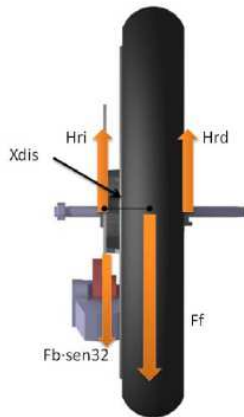
CÁLCULO DE LAS FUERZAS EN EL EJE DE LA RUEDA DELANTERA

CASO DE FRENADA

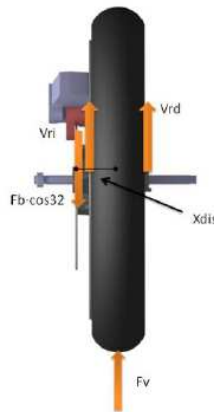
REPRESENTACION Y CÁLCULO DE LAS FUERZAS

REPRESENTACION GRÁFICA

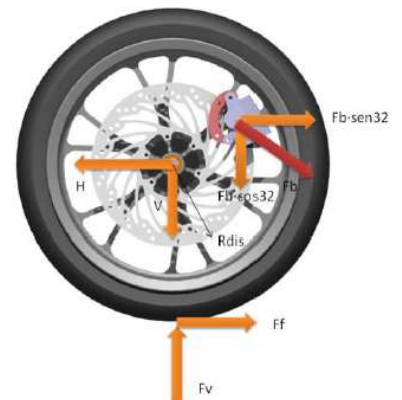
VISTA DE PLANTA



VISTA DELANTE



VISTA LATERAL



ECUACIONES

Horizontal y Momentos

$$F_b \cdot \text{sen}(32^\circ) + F_f = H_{Ri} + H_{Rd}$$

$$H_{Rd} \cdot X_d + F_b \cdot \text{sen}(32^\circ) \cdot X_{dis} = H_{Ri} \cdot X_i$$

$$F_b \cdot R_{dis} = F_f \cdot R_{del}$$

Vertical

$$V_{Ri} + V_{Rd} + F_v = F_b \cdot \text{cos}(32^\circ)$$

$$V_{Rd} \cdot X_d + F_b \cdot \text{cos}(32^\circ) \cdot X_{dis} - V_{Ri} \cdot X_i = 0$$

En el modelo se han tenido en cuenta las posiciones de los rodamientos para la rueda delantera. Los resultados para los valores de las fuerzas situadas en los rodamientos quedan:

- **$H_{Ri} = 2375,5 \text{ N}$**
- **$H_{Rd} = 786,5 \text{ N}$**
- **$V_{Ri} = 1732,5 \text{ N}$**
- **$V_{Rd} = -1054 \text{ N}$**
- **$F_b = 2882 \text{ N}$**

Vemos que el rodamiento izquierdo soporta mayores fuerzas que el rodamiento derecho, esto será debido a que el disco de freno está situado en la parte izquierda de la rueda.

CASO DE PASO POR CURVA

Para adecuar las fuerzas y sacar los valores en los ejes paralelo y perpendicular al plano de la rueda supone la siguiente operación:

$$F_{||} = F_{lat} \times \text{sen } \varphi + F_v \times \text{cos } \varphi$$

$$F_{perp} = F_{lat} \times \text{cos } \varphi - F_v \times \text{sen } \varphi$$

En esta hipótesis de carga se nos van a plantear dos casos máximos. Aquel en el que la fuerza perpendicular es la máxima y otro en el que la fuerza paralela es máxima. Esto obligará a realizar el ensayo de elementos finitos a las dos situaciones, ya que no se puede asegurar que ninguno de los dos casos vaya a resultar claramente más exigente que el otro.

Caso en el que la fuerza paralela es máxima

- **$F_{lat} = 1540 \text{ N}$**
- **$F_v = 1094,5 \text{ N}$**
- **$F_{long} = -1318,5 \text{ N}$**
- **$\varphi = 0.76 \text{ rad}$**

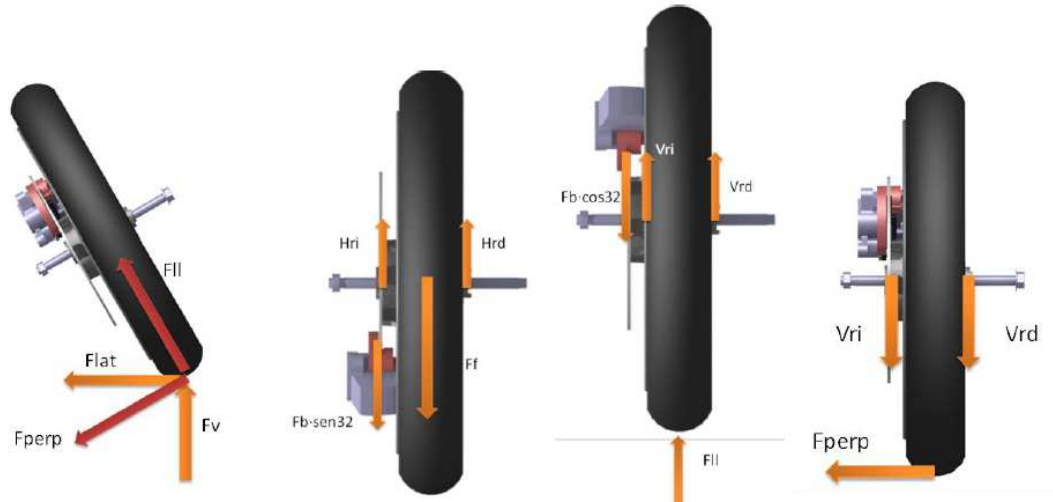
dándonos

- **$F_{||} = 1854 \text{ N}$**
- **$F_{perp} = -362 \text{ N}$**

REPRESENTACION Y CÁLCULO DE LAS FUERZAS

REPRESENTACION GRÁFICA

VISTAS TRASERAS



ECUACIONES

Horizontal y Momentos

$$F_b \cdot \text{sen}(32^\circ) + F_f = H_{Ri} + H_{Rd}$$

$$H_{Rd} \cdot X_d + F_b \cdot \text{sen}(32^\circ) \cdot X_{dis} = H_{Ri} \cdot X_i$$

$$F_b \cdot R_{dis} = F_f \cdot R_{del}$$

Vertical

Efecto 1 (fuerzas en el eje paralelas al plano de la rueda)

$$V_{Ri} + V_{Rd} + F_{II} = F_b \cdot \text{cos}(32^\circ)$$

$$V_{Rd} \cdot X_d + F_b \cdot \text{cos}(32^\circ) \cdot X_{dis} - V_{Ri} \cdot X_i = 0$$

Efecto 2 (fuerzas en el eje con dirección paralela al plano de la rueda debidas a la fuerza perpendicular)

$$F_{perp} \cdot R_{del} + V_{Rd} \cdot X_d = V_{Ri} \cdot X_i$$

$$V_{Rd} + V_{Ri} = 0$$

Los resultados para este modelo serán los siguientes.

- $H_{Ri} = 1915,5 \text{ N}$
- $H_{Rd} = 634,5 \text{ N}$
- $F_b = 2324 \text{ N}$

Efecto 1 (fuerzas en el eje paralelas al plano de la rueda)

- $V_{Ri} = 1194 \text{ N}$
- $V_{Rd} = -1077 \text{ N}$

Efecto 2 (fuerzas en el eje con dirección paralela al plano de la rueda debidas a la fuerza perpendicular)

- $V_{Ri} = -1135,5 \text{ N}$
- $V_{Rd} = 1135,5 \text{ N}$

Como tenemos 2 resultantes verticales debido a los efectos anteriormente citados, tendremos que hacer la suma de ambas, por tanto el valor total que nos queda de V_{Ri} y V_{Rd} será:

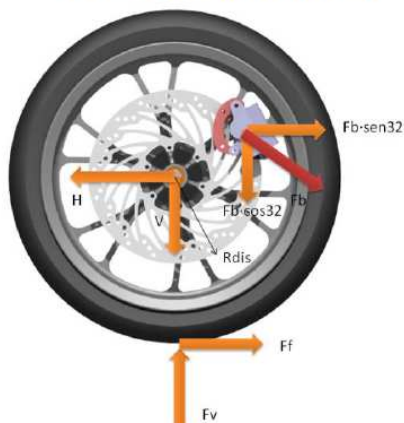
- $V_{Ri} = 2329 \text{ N}$
- $V_{Rd} = -2212,5 \text{ N}$

Fuerzas en el eje de dirección

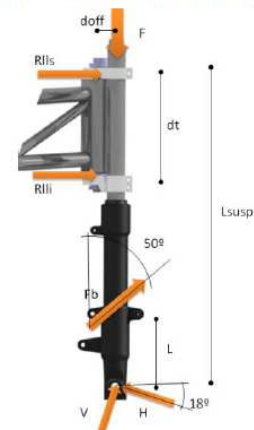
CASO DE FRENADA EN TRAMO RECTO

REPRESENTACIÓN GRÁFICA

VISTA LATERAL RUEDA



VISTA LATERAL HORQUILLA



ECUACIONES

ANÁLISIS SOBRE LA RUEDA

Horizontal y Momentos

$$H = F_f + F_b \cdot \text{sen}(32^\circ)$$

$$F_f \cdot R_{\text{del}} = F_b \cdot R_d$$

Vertical

$$F_b \cdot \cos(32^\circ) + V = F_v$$

Análisis sobre la horquilla

Horizontal y Momentos

$$V \cdot \cos(18^\circ) + H \cdot \text{sen}(18^\circ) + F_b \cdot \cos(50^\circ) - F = 0$$

$$R_{\text{ll-i}} \cdot d_t + F_b \cdot \cos(50^\circ) \cdot d_{\text{off}} + F_b \cdot \text{sen}(50^\circ) \cdot (L_{\text{susp}} - L) + H \cdot \text{sen}(18^\circ) \cdot d_{\text{off}} - H \cdot \cos(18^\circ) \cdot L_{\text{susp}} + V \cdot \text{sen}(18^\circ) \cdot L_{\text{susp}} + V \cdot \cos(18^\circ) \cdot d_{\text{off}} = 0$$

Vertical

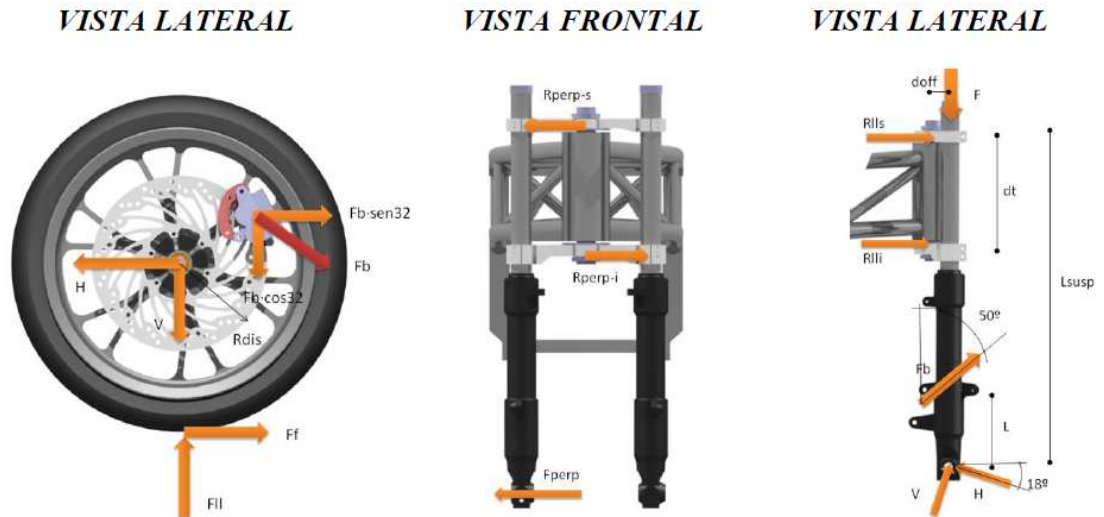
$$V \cdot \text{sen}(18^\circ) + F_b \cdot \text{sen}(50^\circ) - H \cdot \cos(18^\circ) + R_{\text{ll-s}} + R_{\text{ll-i}} = 0$$

Los resultados para este modelo serán los siguientes.

- **Rll-s = -3278 N**
- **Rll-i = 4288 N**
- **H = 3162 N**
- **V = -679 N**
- **F = 2184 N**
- **Fb = 2882 N**

CASO DE FRENADA EN TRAMO EN TRAMO CURVO

REPRESENTACIÓN GRÁFICA



ECUACIONES

ANÁLISIS SOBRE LA RUEDA

Horizontal y Momentos

$$H = F_f + F_b \cdot \text{sen}(32^\circ)$$

$$F_f \cdot R_{del} = F_b \cdot R_d$$

Vertical

$$F_b \cdot \text{cos}(32^\circ) + V = F_{ll}$$

ANÁLISIS SOBRE LA HORQUILLA

Horizontal y Momentos

$$V \cdot \text{sen}(18^\circ) + F_b \cdot \text{sen}(50^\circ) - H \cdot \text{cos}(18^\circ) + R_{ll-s} + R_{ll-i} = 0$$

$$F_{ll-i} \cdot d_t + F_b \cdot \text{cos}(50^\circ) \cdot d_{off} + F_b \cdot \text{sen}(50^\circ) \cdot (L_{susp} - L) + H \cdot \text{sen}(18^\circ) \cdot d_{off} - H \cdot \text{cos}(18^\circ) \cdot L_{susp} + V \cdot \text{sen}(18^\circ) \cdot L_{susp} + V \cdot \text{cos}(18^\circ) \cdot d_{off} = 0$$

Vertical

$$V \cdot \text{cos}(18^\circ) + H \cdot \text{sen}(18^\circ) + F_b \cdot \text{cos}(50^\circ) - F = 0$$

Al ser un tramo curvo, aparece una fuerza perpendicular que provoca unas nuevas reacciones sobre los rodamientos de la dirección.

$$F_{\text{perp}} \cdot L_{\text{susp}} - R_{\text{perp-i}} \cdot d_t = 0$$

$$R_{\text{perp-s}} - R_{\text{perp-i}} + F_{\text{perp}} = 0$$

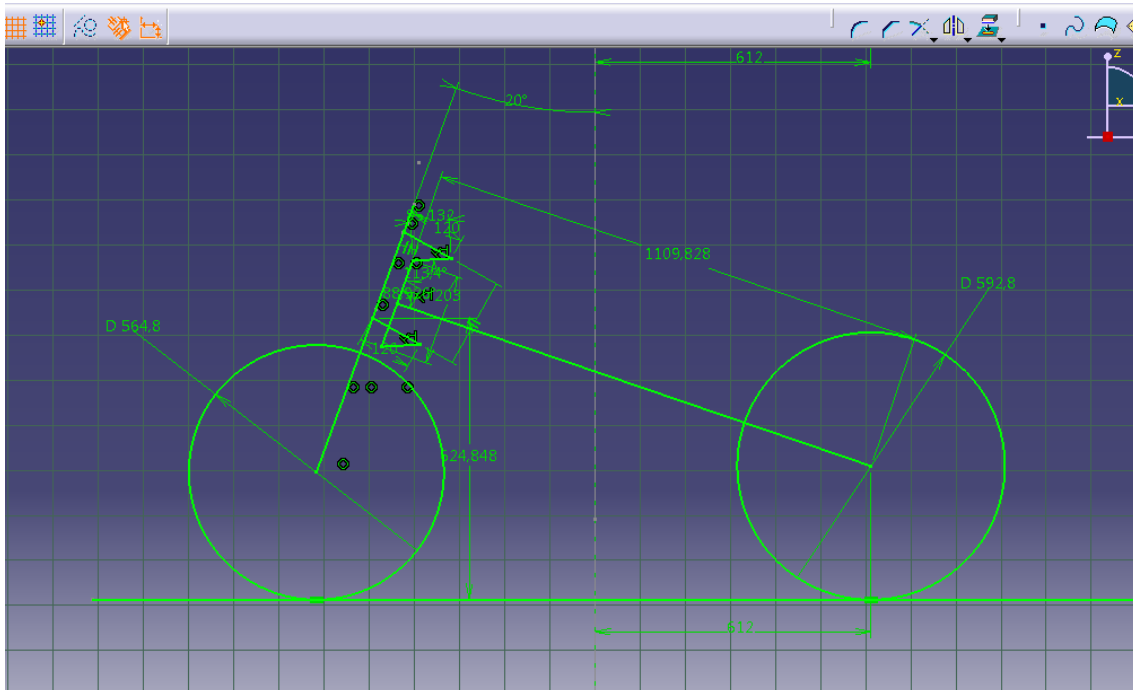
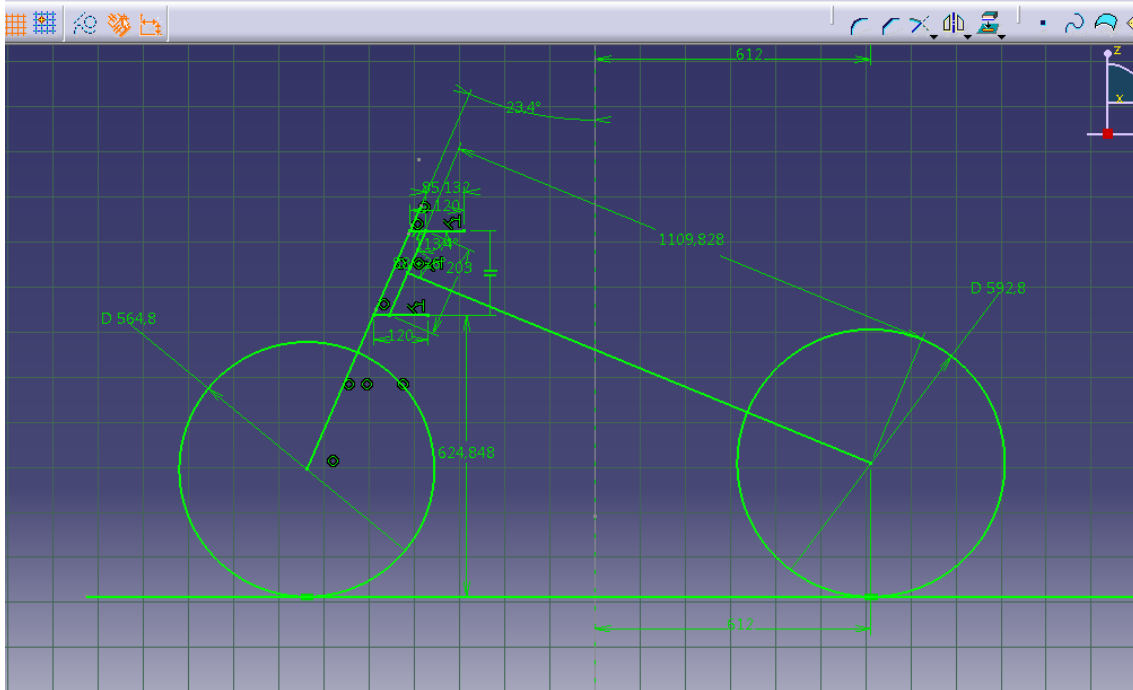
Los resultados para este modelo serán los siguientes.

- **R_{ll-s} = -2245 N**
- **R_{ll-i} = 2926 N**
- **H = 2550 N**
- **V = -116,5 N**
- **R_{perp-s} = 906 N**
- **R_{perp-i} = 1268 N**
- **F = 2171 N**
- **F_b = 2324 N**

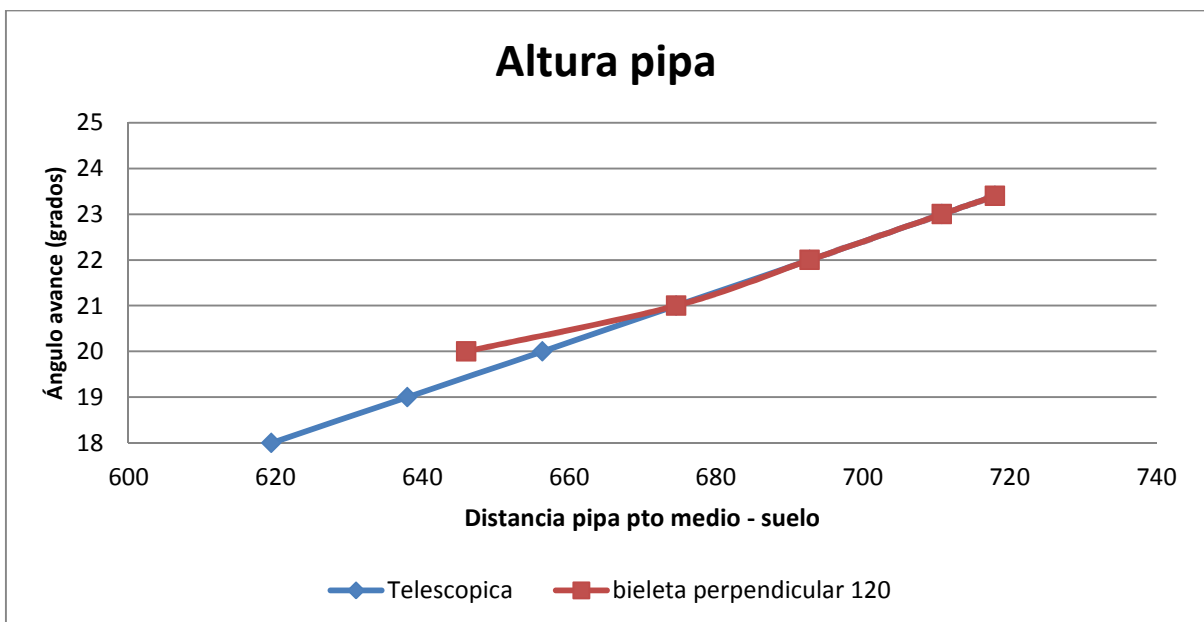
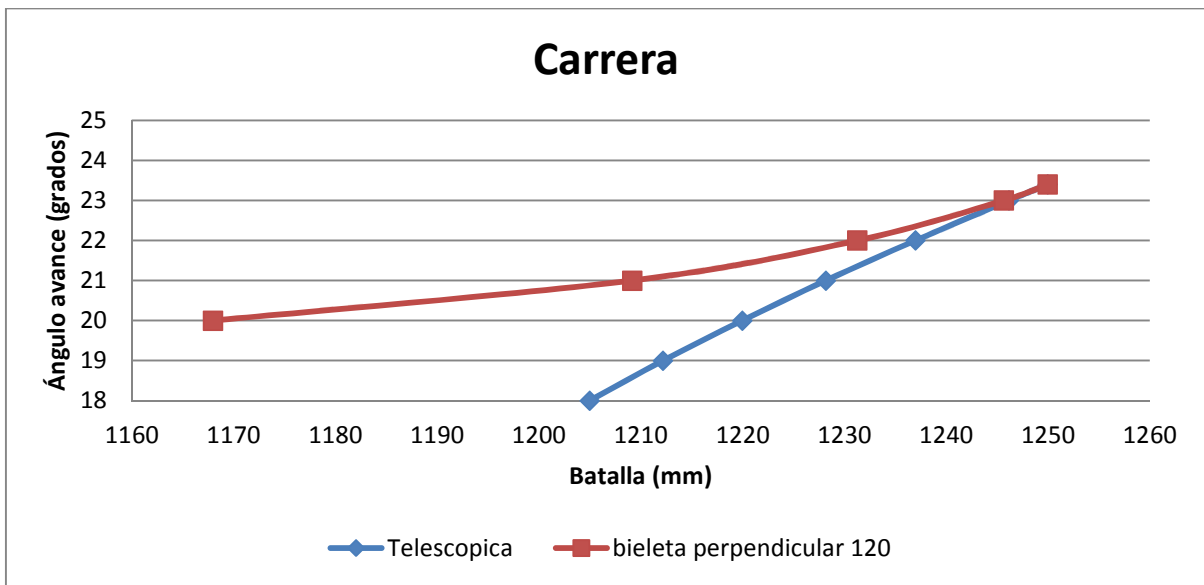
6 Estudio de la geometría del mecanismo

Para el estudio inicial de la geometría del mecanismo de suspensión hemos utilizado un programa de dibujo en 2-D. Para realizar el estudio hemos dibujado de manera esquemática la geometría de la moto y el conjunto de piezas que componen la suspensión y hemos ido variando las medidas de las bieletas y de las tijas tanto la superior como la inferior, así como su inclinación y hemos ido tomando medidas de la batalla y de la altura del punto medio de la pipa de dirección a medida que la suspensión se iba hundiendo. De esta manera, comparándola con las tomadas a la suspensión convencional, veremos cuál es el modelo que más se ajusta a la geometría de la horquilla telescópica. Estos datos han sido tabulados y los hemos representado en unas gráficas para ver la mejor solución de manera más clara e intuitiva. Es imposible que el recorrido sea análogo, de manera que tendremos que elegir la relación de acuerdo que mejor se adapte. Con este modo de operar hallaremos la solución más óptima sin tener que hacer todo el diseño en 3-D que nos resultaría mucho más costoso. A continuación pondremos 5 ejemplos de los modelos con los que hemos experimentado. He puesto los modelos que mejores resultados nos han dado, ya que se realizaron en torno a 40 vueltas hasta llegar a la solución y creo que no sería interesante poner los que no nos daban buenas soluciones.

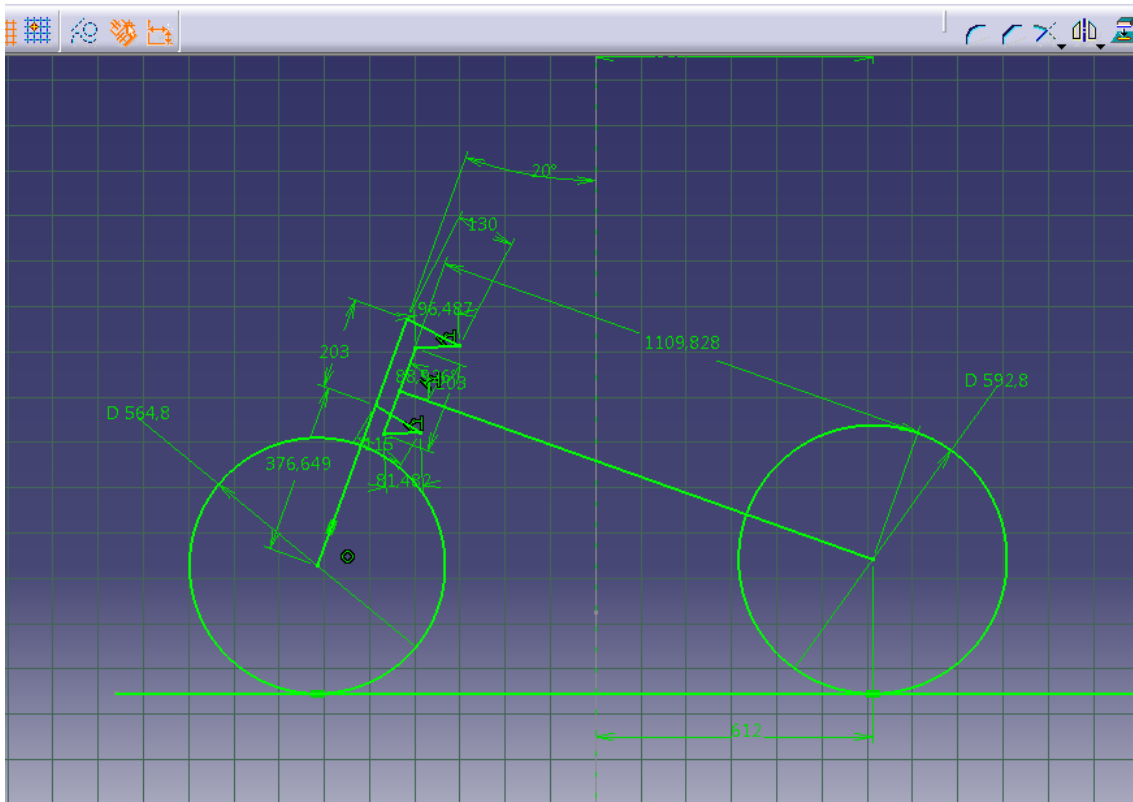
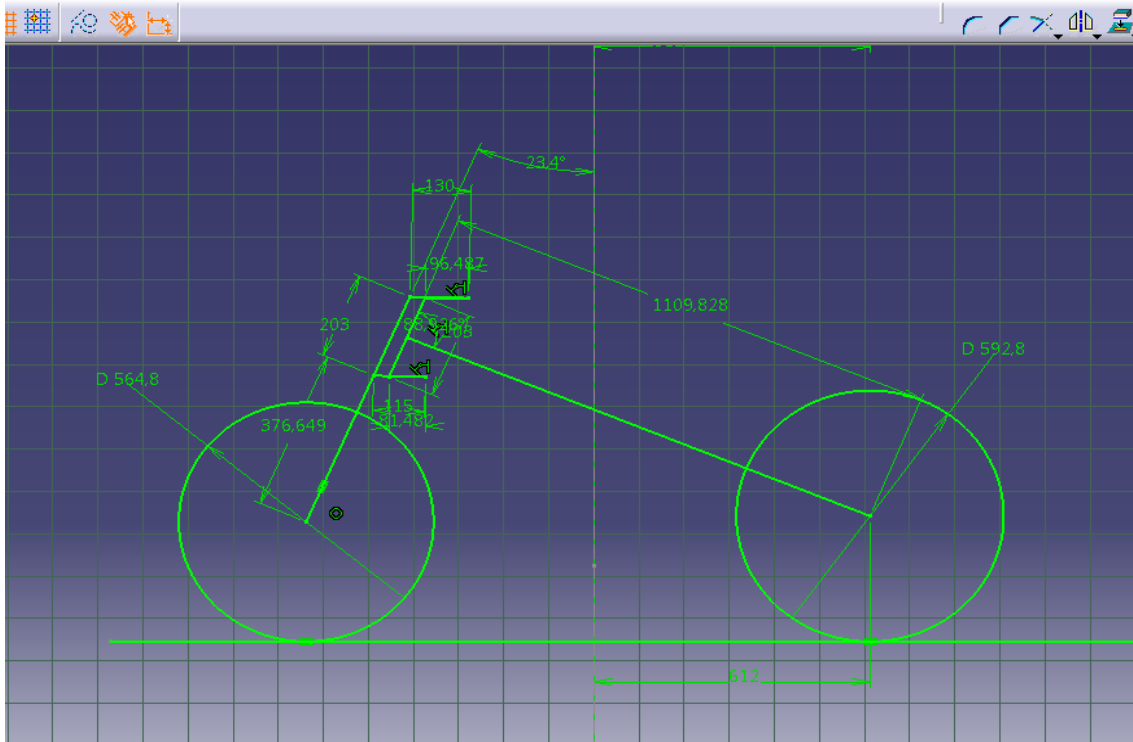
Bieleta perpendicular 120mm, tija perpendicular 85,1mm



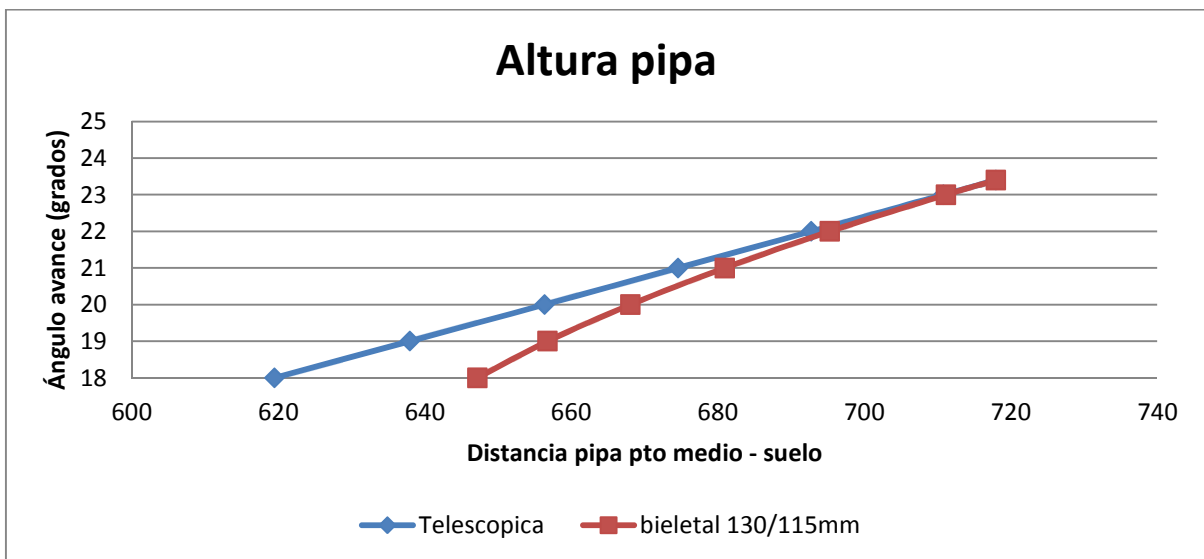
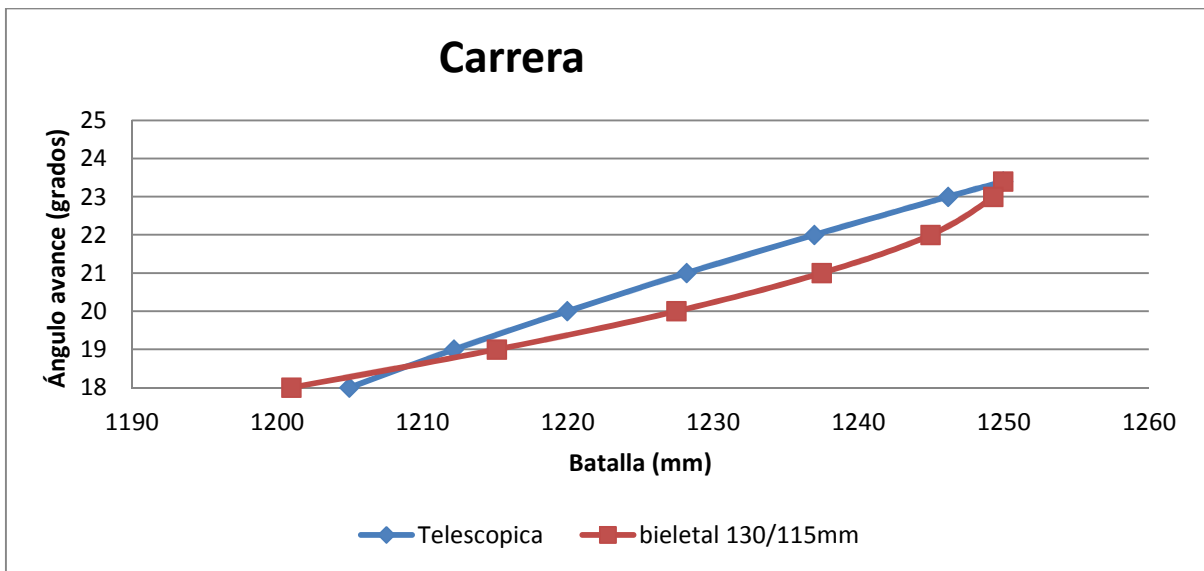
PARALELOGRAMO (bioleta perpendicular 120mm, tija perpendicular 85,1mm)			
Grados	batalla (mm)	altura pto medio pipa (mm)	distancia pipa-viela (mm)
23,4	1250	718	
23	1245,7	710,8	
22	1231,3	692,8	
21	1209,2	674,6	
20	1168	646	
19	No permite	No permite	No permite
18	No permite	No permite	No permite



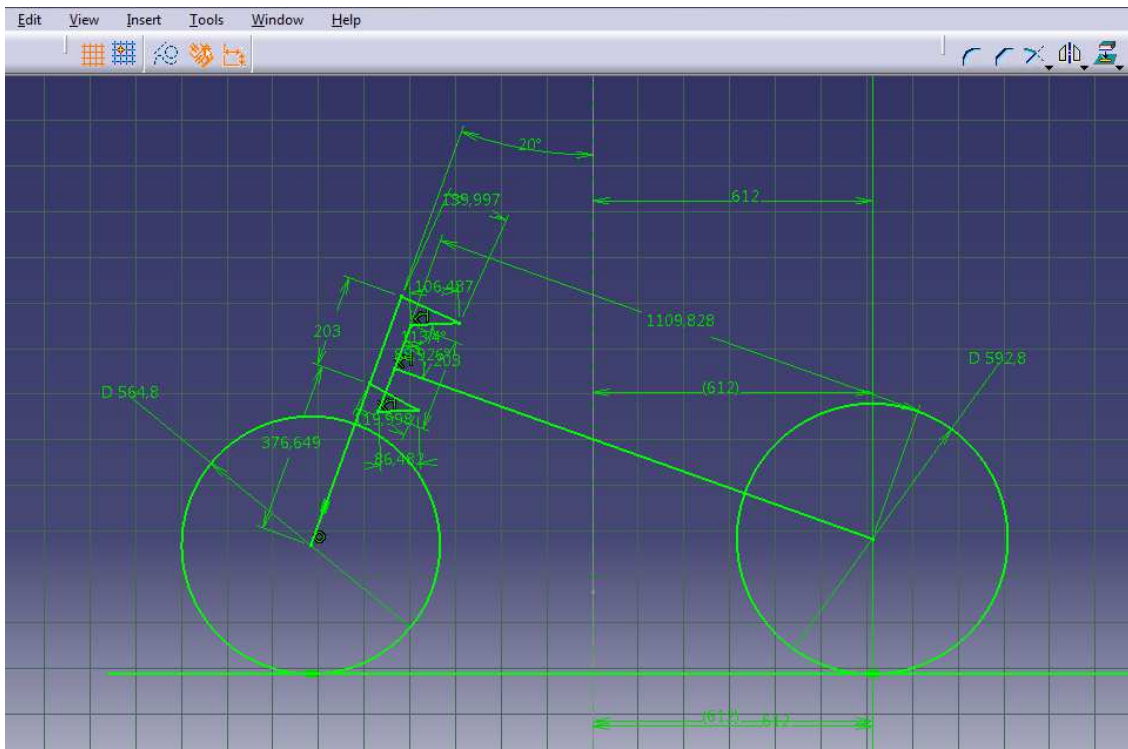
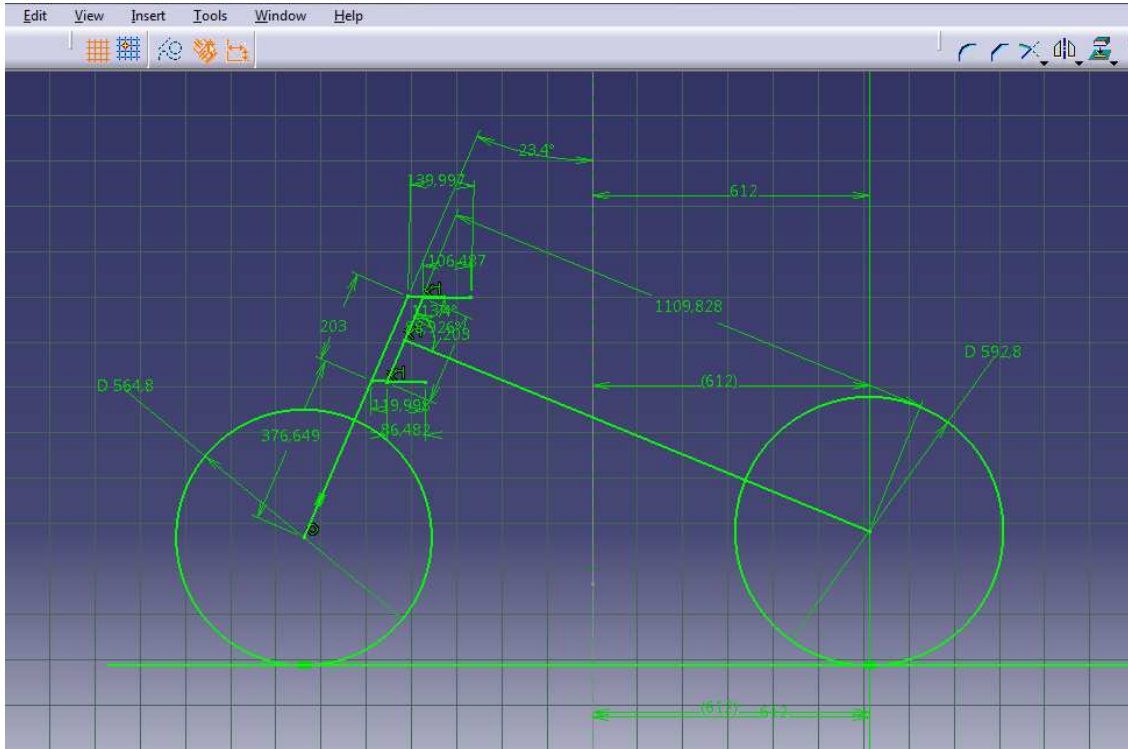
Bieleta sup: 130mm, tija sup: 96,48mm, bieleta inf: 115mm, tija inf: 81,48mm



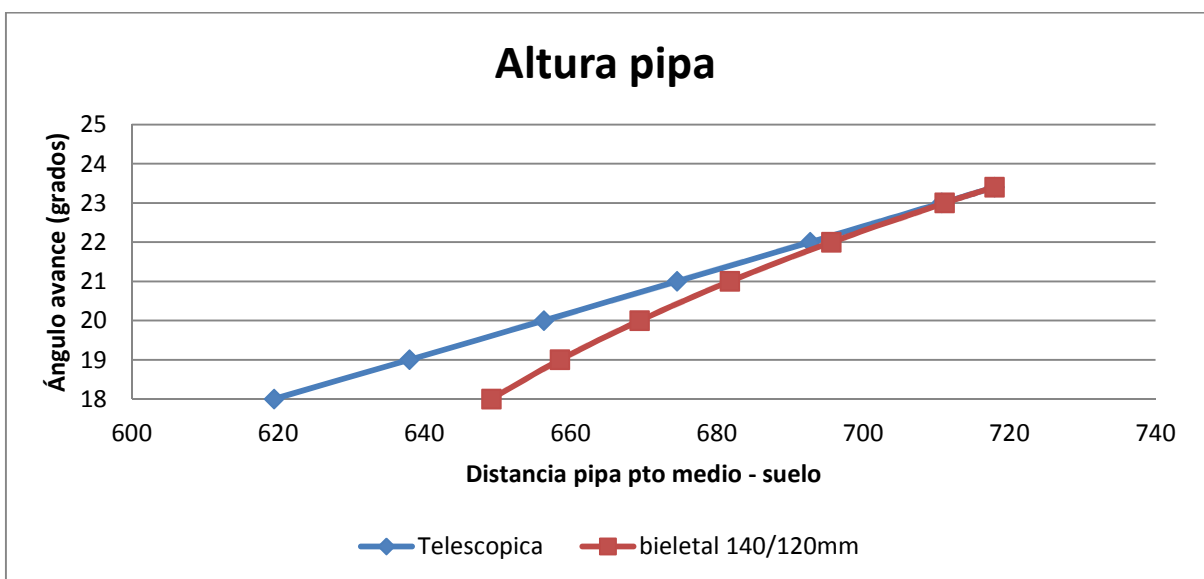
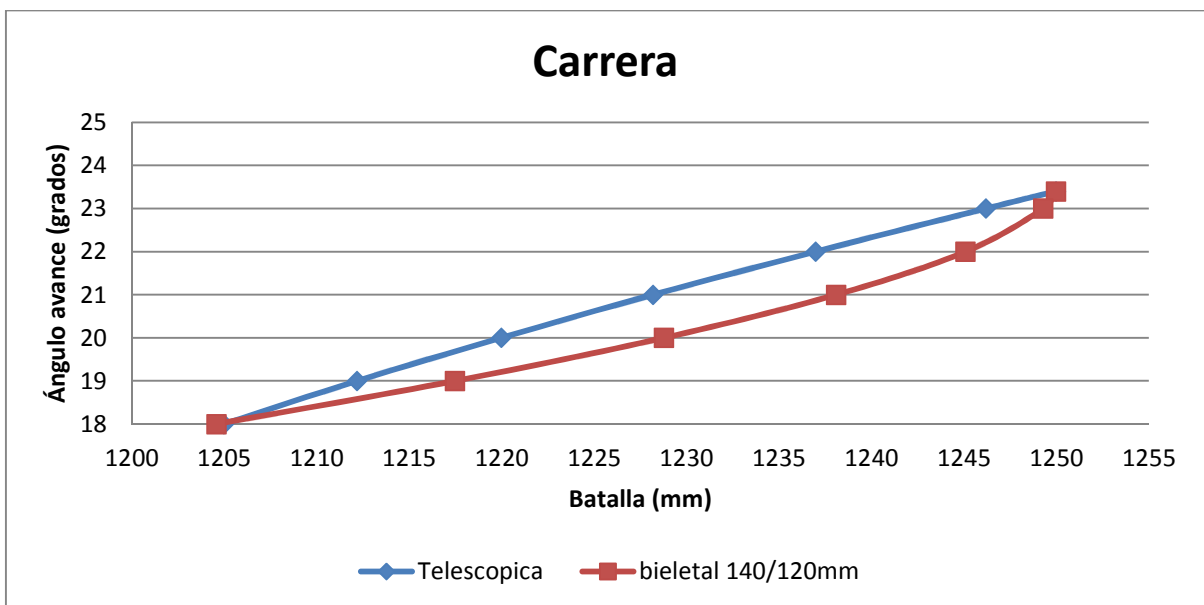
PARALELOGRAMO (bieleta1/130mm, tija1 / 96,48mm,bieleta1/115mm, tija2 / 81,48mm)			
Grados	batalla (mm)	altura pto medio pipa (mm)	distancia pipa-viela (mm)
23,4	1250	718	32
23	1249,3	711,15	
22	1245	695,3	
21	1237,5	681	
20	1227,5	668,1	
19	1215,15	656,8	
18	1201	647,2	



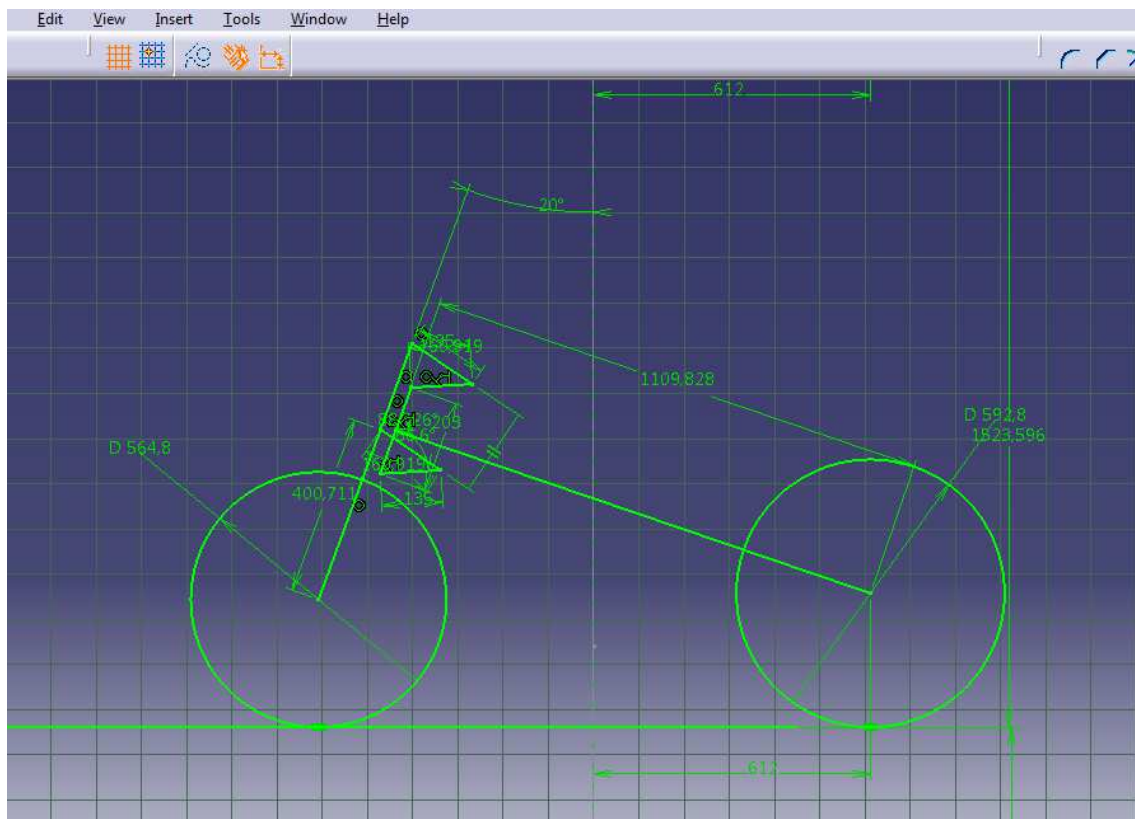
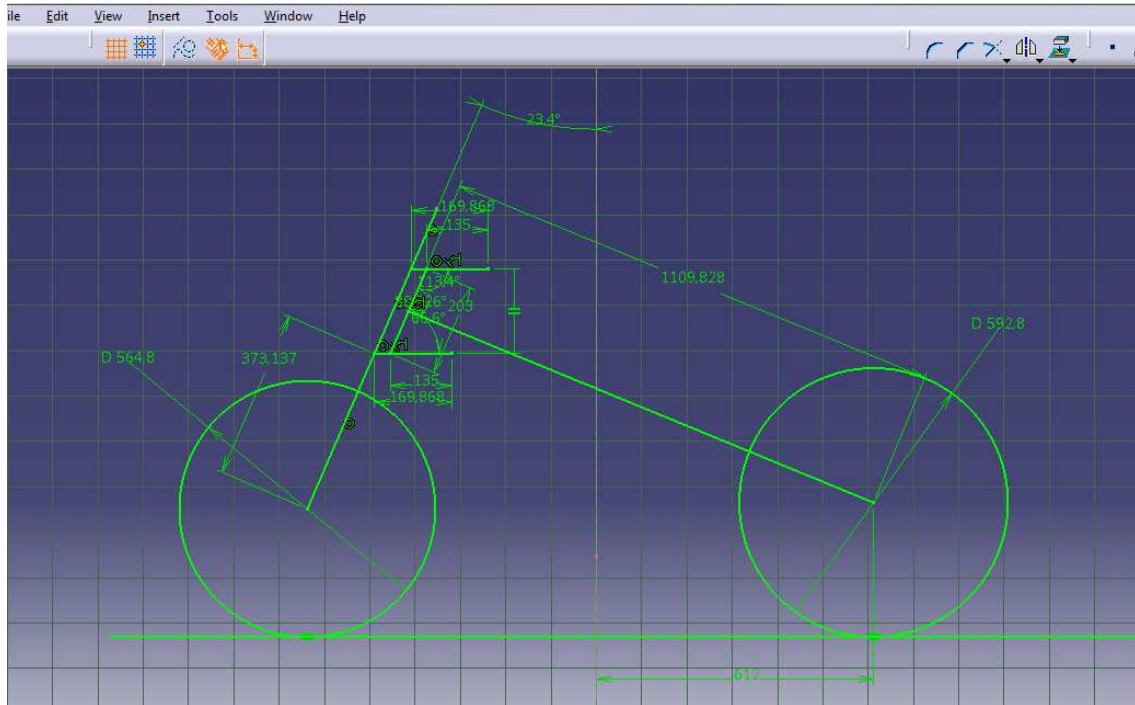
Bieleta sup: 140mm, tija sup: 106,48mm, bieleta inf: 120mm, tija inf: 86,48mm.



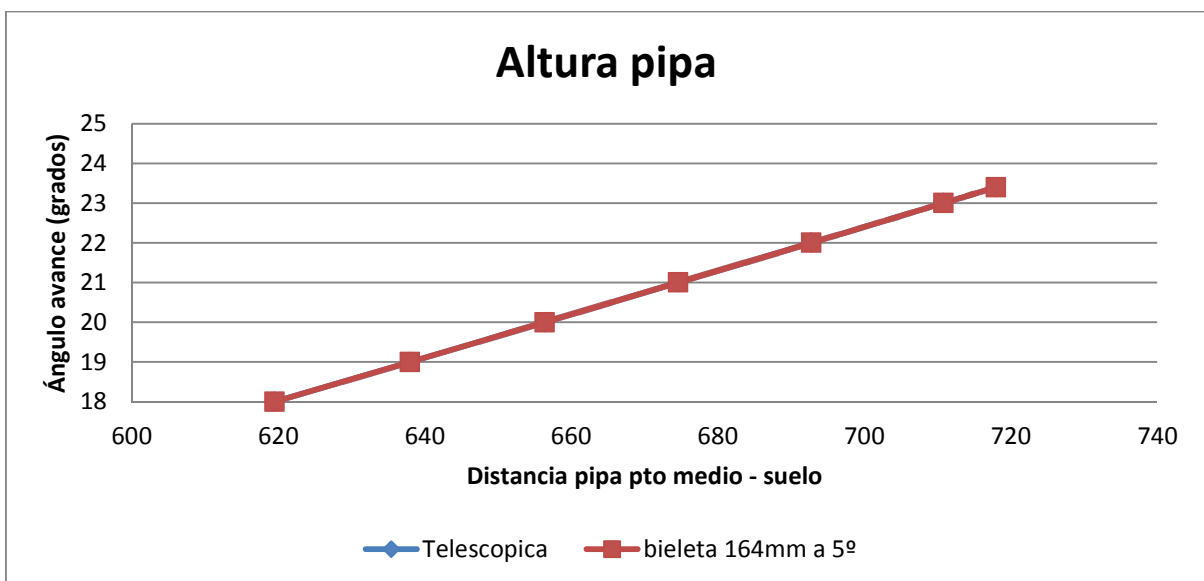
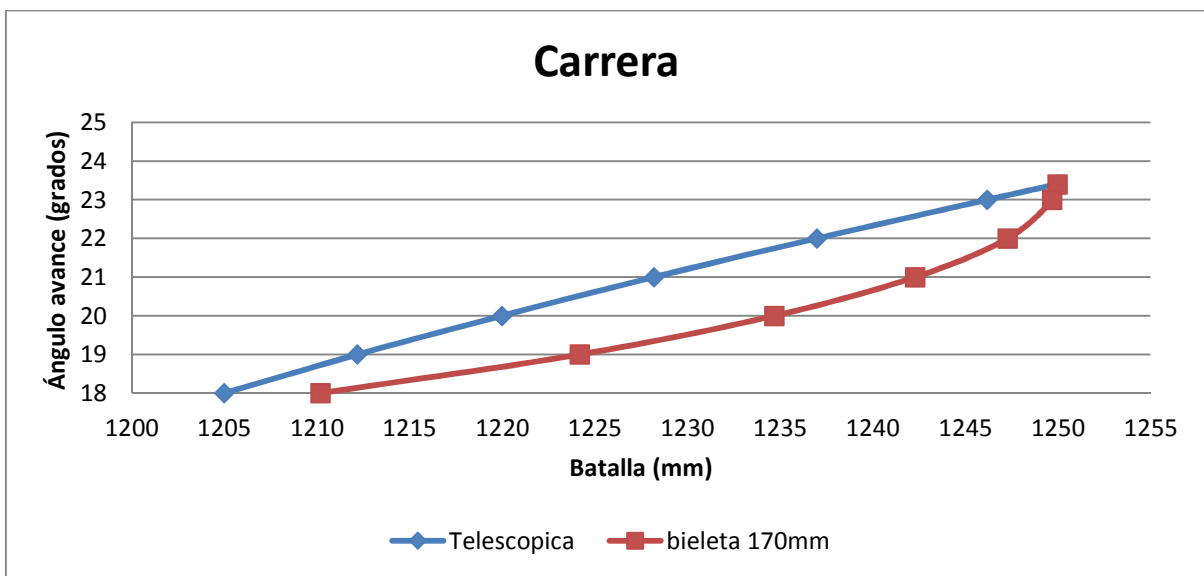
PARALELOGRAMO (bieleta1/140mm, tija1 / 106,48mm,bieleta1/120mm, tija2 / 86,48mm)			
Grados	batalla (mm)	altura pto medio pipa (mm)	distancia pipa-viela (mm)
23,4	1250	718	32
23	1249,3	711,2	
22	1245,1	695,7	
21	1238,1	681,8	
20	1228,8	669,5	
19	1217,5	658,6	
18	1204,6	649,2	



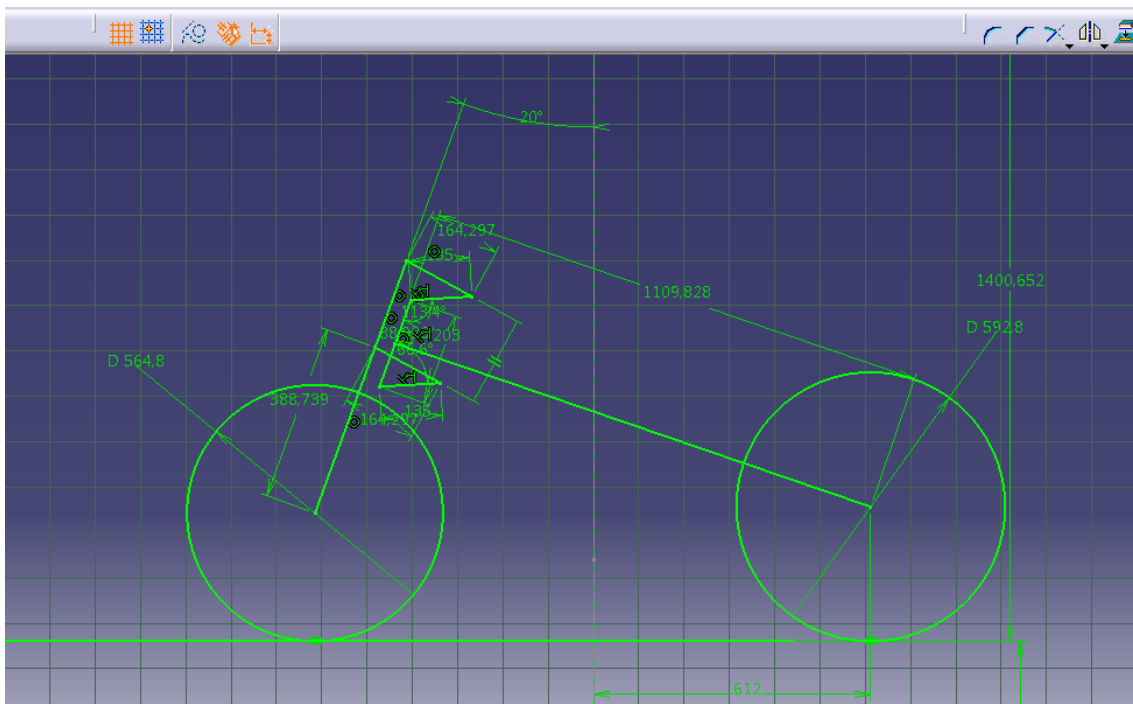
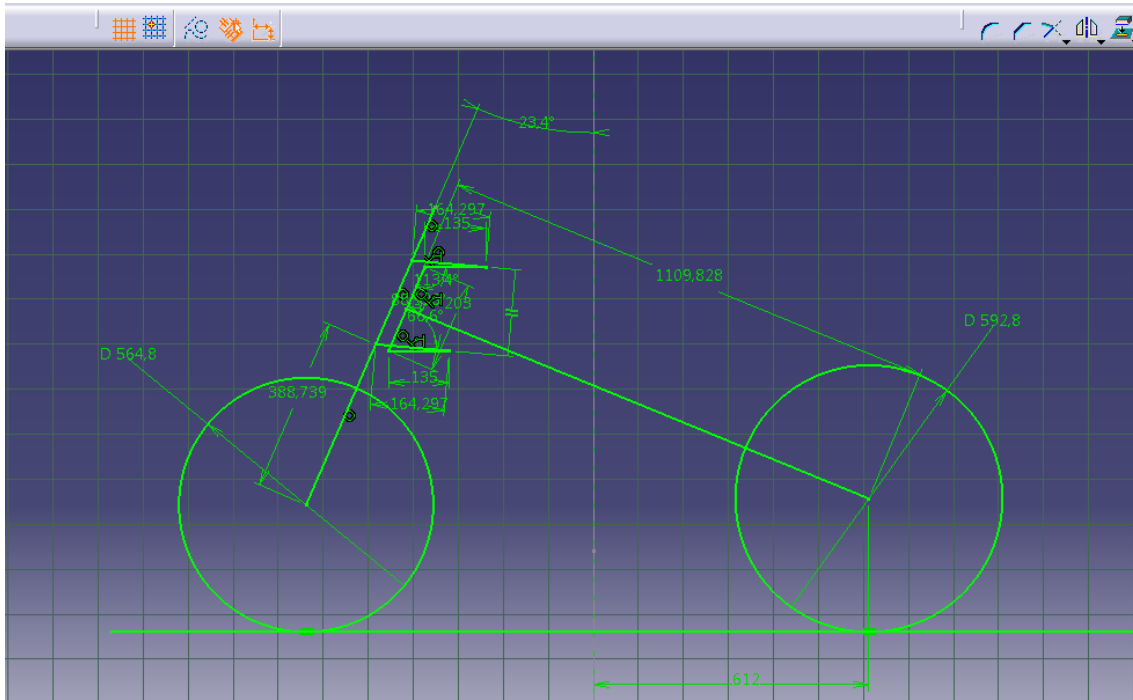
Bieleta 170mm inclinada , tija horizontal 135mm



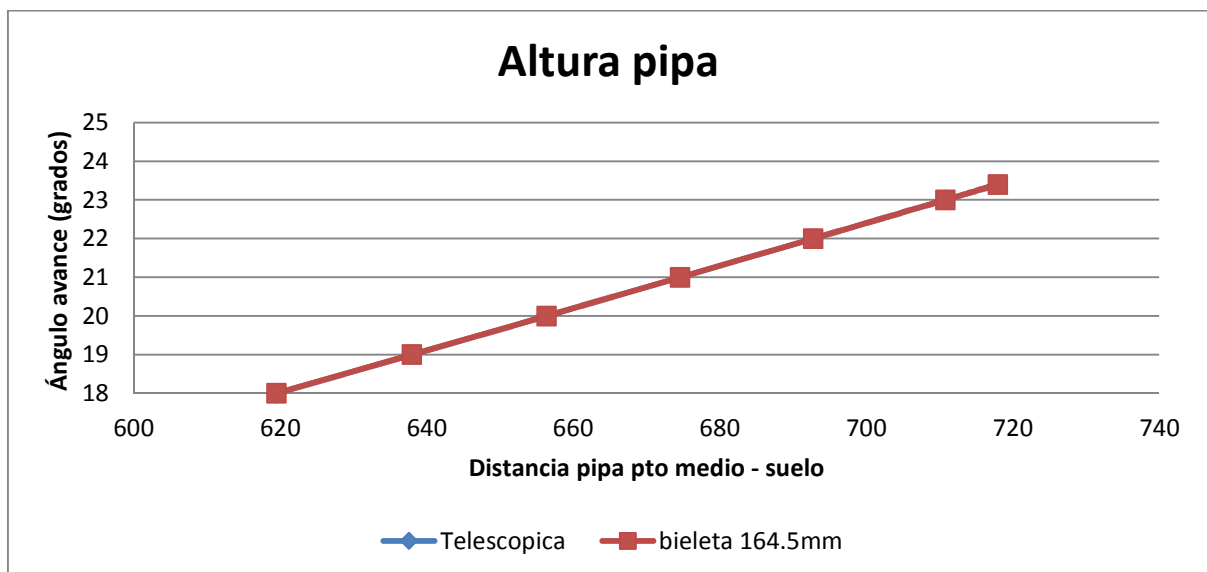
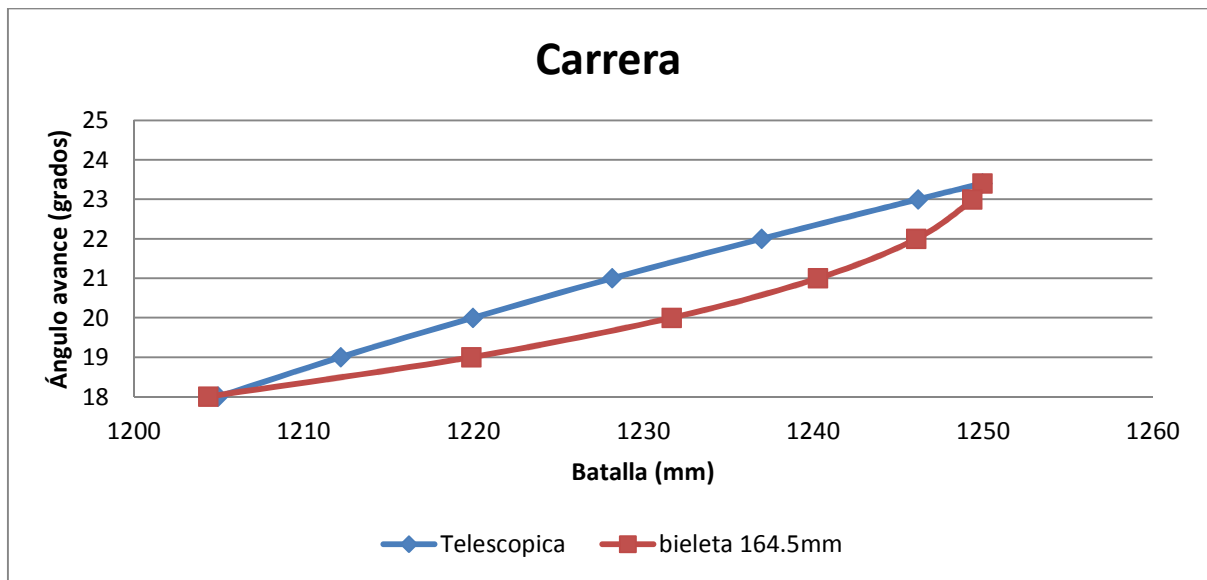
PARALELOGRAMO (bieleta 170mm inclinada , tija horizontal 135mm)			
Grados	batalla (mm)	altura pto medio pipa (mm)	distancia pipa-vuela (mm)
23,4	1250	718	32
23	1249,7	710,8	35,26
22	1247,3	692,8	41,6
21	1242,3	674,6	45,2
20	1234,7	656,4	45,8
19	1224,2	638	43,3
18	1210,2	619,5	37



Bieleta 164,5mm inclinada , tija horizontal 135mm



PARALELOGRAMO (bioleta 164,5mm inclinada , tija horizontal 135mm)			
Grados	batalla (mm)	altura pto medio pipa (mm)	distancia pipa-viela (mm)
23,4	1250	718	32
23	1249,4	710,8	35
22	1246,1	692,8	40,5
21	1240,3	674,6	43,3
20	1231,7	656,4	43
19	1219,9	638	39,2
18	1204,4	619,5	31,3



Una vez analizados todos los casos vemos que la mejor solución es la de la bieleta de 164,5 mm. Por tanto, ya podemos empezar con el diseño en 3-D del mecanismo, utilizando el programa Catia V5. Sabiendo las medidas básicas, ahora tendremos que adaptar nuestro diseño al resto de componentes de la moto, por lo que deberemos tener cuidado para que no tenga interferencia con estos.

7 Diseño del modelo en 3-D

Para el diseño de la maqueta en 3-D hemos recurrido al programa de dibujo Catia V5. Para ello, hemos partido de las medidas obtenidas en el apartado anterior y hemos dibujado sobre la maqueta realizada por mi compañero Carlos Reoyo, manteniendo la posición de la pipa de la moto y la posición de la rueda delantera. Hemos intentado que el diseño fuera lo más compacto posible y, para ello, las tijas van hacia la parte posterior en vez de ir hacia la parte anterior de la moto. De esta manera, las bieletas no sobresalen demasiado.

El modelo consta, como hemos podido observar en el diseño en 2-D, de las tijas superior e inferior, las bieletas superior e inferior. Estas cuatro piezas formarían el paralelogramo. Las vigas serían las encargadas de unir el paralelogramo con la rueda de la moto.

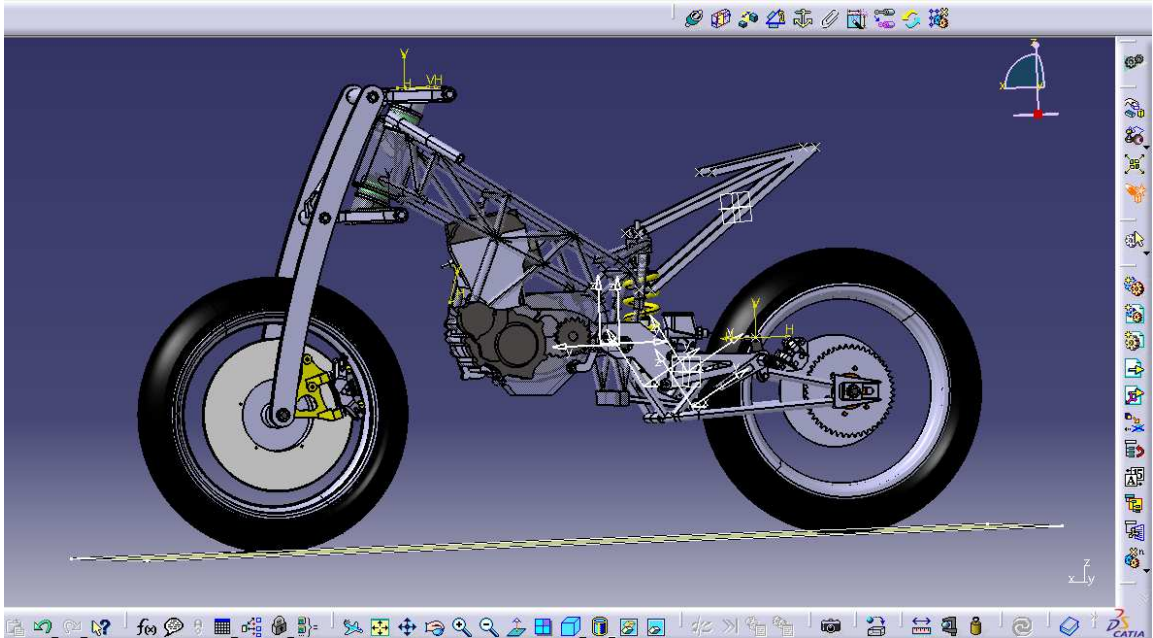
Las uniones del paralelogramo, es decir, entre las tijas y las bieletas, las hemos hecho mediante rodamientos para que el rozamiento sea mínimo. Como vamos a tener tanto cargas radiales como axiales, hemos decidido escoger un rodamiento combinado de bolas y agujas de alta calidad. El problema que teníamos era que el rodamiento podía aumentar mucho el tamaño de los anclajes de las tijas con las bieletas, pero mirando en comercio hemos encontrado unos rodamientos bastante compactos.

Este tipo de rodamientos según sus características técnicas, tiene una resistencia a cargas axiales de 3450 N. en el apartado de calculo de fuerzas para el analisis FEM vemos que las maximas fuerzas que vamos a tener axialmente en los apoyos de los rodamientos seran de 1363N en el eje X y de 1016 N en el eje Y. esto mayorado con coeficiente de seguridad =2, nos da un valor del modulo de la fuerza de 3400 N, por tanto como esta fuerza solo se va a dar en momentos puntuales y es inferior a la recomendada por el fabricante del rodamiento, podemos poner este modelo con total seguridad y garantía de que va a tener un buen comportamiento y una larga vida útil. En el margen derecho adjuntamos una foto del rodamiento utilizado, SKF modelo NKIB5901.

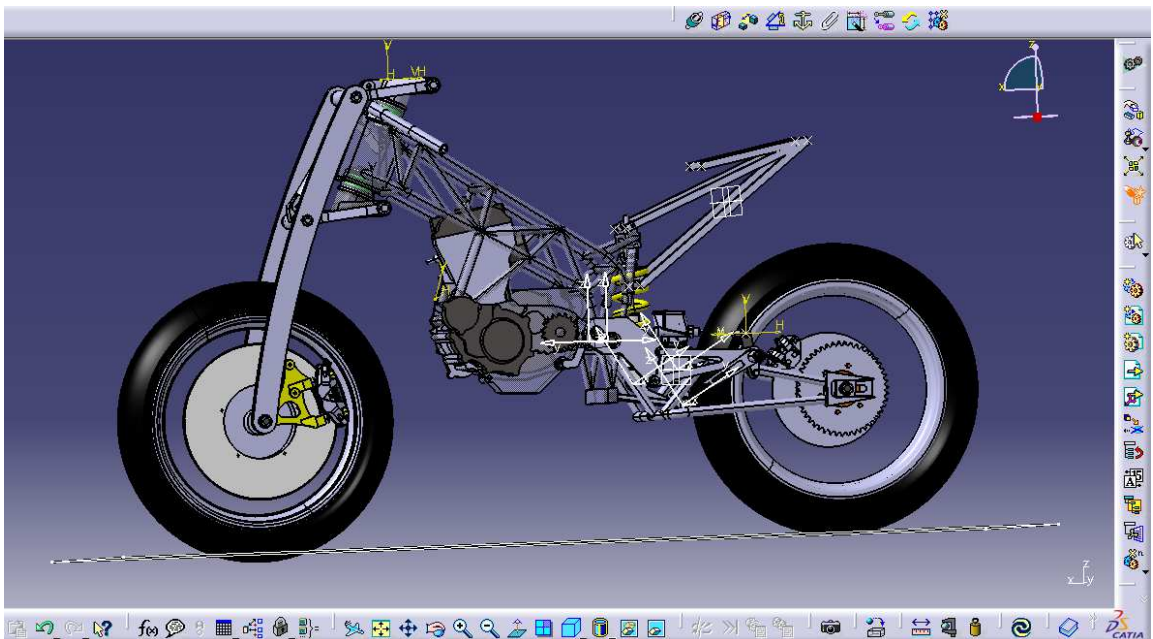


A continuacion se podrán observar imágenes del diseño final de la suspension, en el que vemos cómo se adapta perfectamente al chasis de la moto sin hacer ningun tipo de modificación. En primer lugar, podremos ver una foto de la moto en estado estático con la rueda apoyada en el suelo, después una foto con la suspensión en su máxima extensión, es decir, con el margen que debería de bajar en caso que la moto atravesaría un hueco en el asfalto y, por último, una foto de la moto con la suspensión totalmente comprimida.

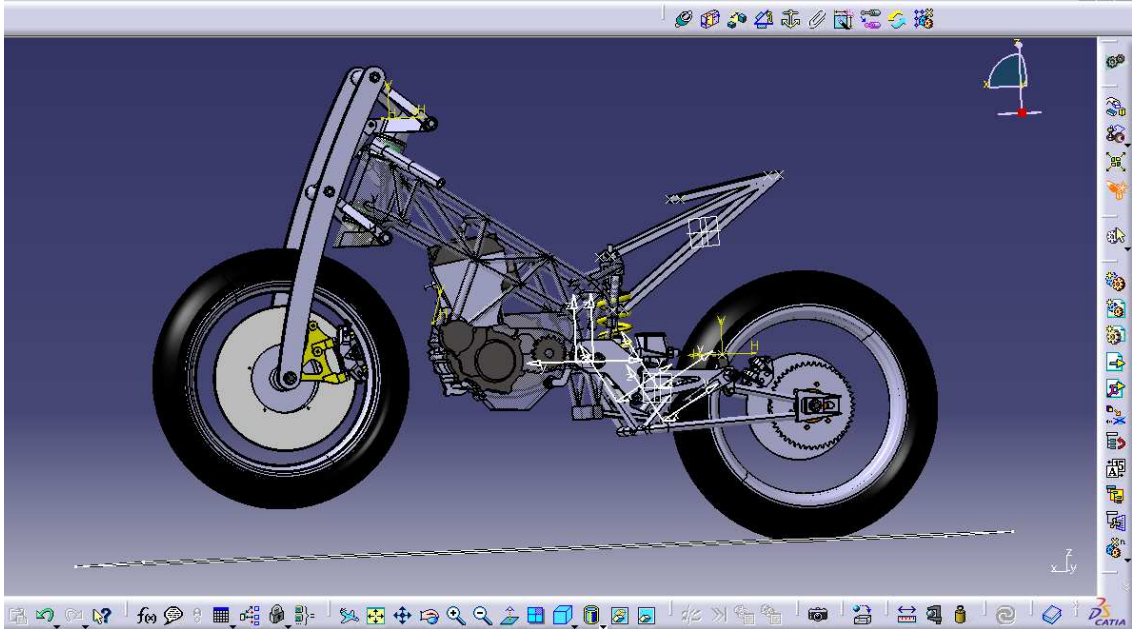
Estática



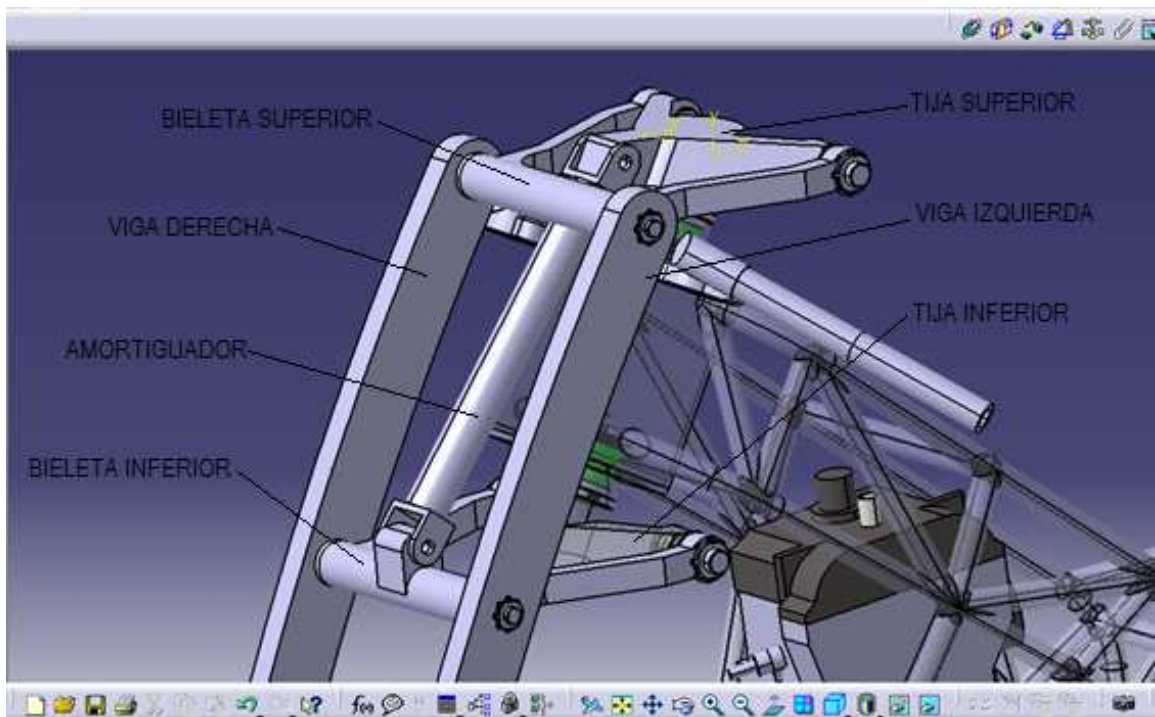
Máxima extensión



Máxima Compresión

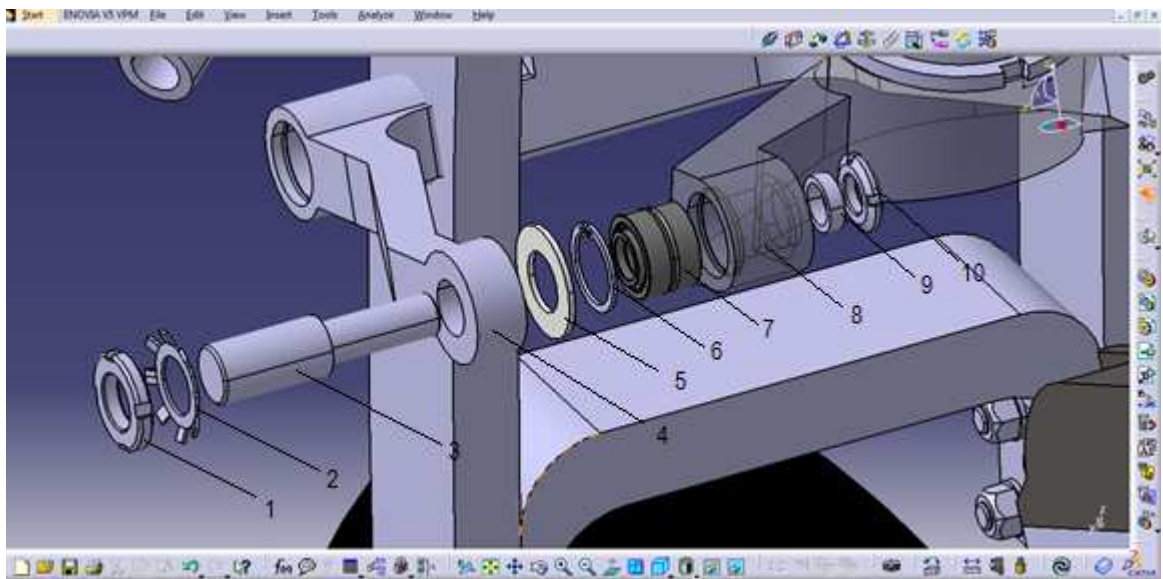


A continuación pondremos una foto detallada del sistema de paralelogramo, denominando las piezas principales. Las piezas están representadas y acotadas en el anexo, en el apartado de planos.



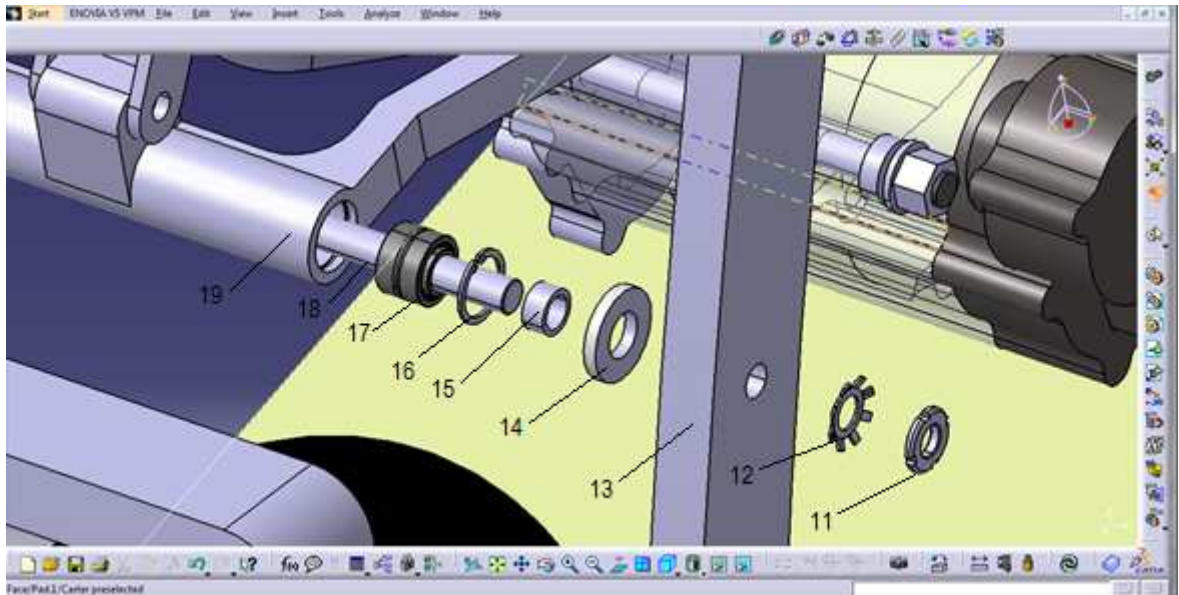
Por último, voy a poner el montaje de las uniones articuladas con rodamiento entre las tijas y las bieletas y entre las bieletas y las vigas. También se indicará en una pequeña tabla los elementos que la componen y su referencia para adquirirlos en comercio o el plano en el que están detallados en caso de que haya que fabricarlos.

TIJAS – BIELETAS



Número	Descripción	Referencia o plano
1	Tuerca de fijación	KM 3 DIN 981
2	Arandela autoblocante	MB 3 DIN 2982
3	Eje bieleta-tija	Plano 1000-10-07
4	Bieleta inferior	Plano 1000-10-04
5	Arandela de Nylon	Plano 1000-10-09
6	Grupilla interior	DIN 472 Ø 24
7	Rodamiento de agujas y rodillos	NKIB 5901
8	Tija inferior	Plano 1000-10-08
9	Casquillo	Plano 1000-10-10
10	Tuerca de fijación	KM 1 DIN 981

VIGA – BIELETA



Número	Descripción	Referencia o plano
11	Tuerca de fijación	KM 3 DIN 981
12	Arandela autoblocante	MB 3 DIN 2982
13	Viga	Plano 1000-10-02
14	Arandela de Nylon	Plano 1000-10-012
15	Casquillo	Plano 1000-10-11
16	Grupilla interior	DIN 472 Ø 24
17	Rodamiento de agujas y rodillos	NKIB 5901
18	Eje pasante	Plano 1000-10-03
19	Bieleta inferior	Plano 1000-10-04

8 Diseño del muelle

Para el nuevo sistema de suspensión deberemos calcular el muelle. Para que este sea el adecuado debe cumplir una serie de requisitos.

La situación que genera una fuerza máxima en los muelles se produce en la situación de frenada máxima con un valor sobre la suspensión de 2184 N. Estos valores de fuerza son sin mayorar, y es que un sobredimensionamiento de los muelles podría provocar que los muelles tuvieran una rigidez muy por encima de lo realmente necesario, haciendo que la suspensión no fuera efectiva.

La variación de longitud que la suspensión me permite realizar por temas estructurales es de 100 mm, el recorrido es 15 mm menor que el de la suspensión telescópica, pero teniendo en cuenta que esta moto está diseñada para uso en circuito, este recorrido es suficiente.

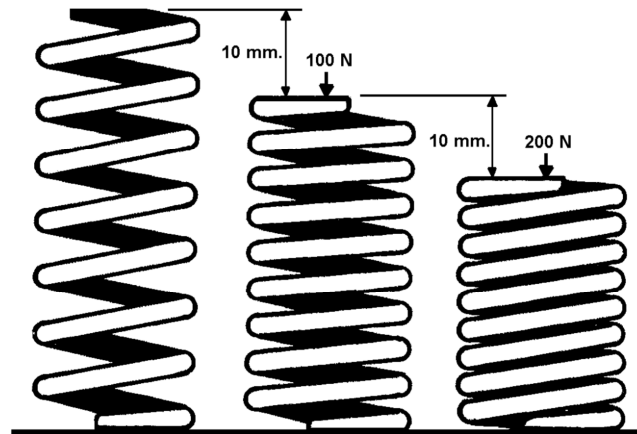
Esta distancia hay que repartirla entre lo que supone la frenada máxima, pero también deberemos prever una distancia de seguridad por si apareciera un bache en el caso de frenada máxima, por lo tanto, tendrá que haber un pequeño recorrido antes de hacer tope de suspensión. Otro factor que deberemos tener en cuenta es la distancia para la extensión del muelle en caso de aparecer un bache en forma de agujero, lo cual haría extender la suspensión, por lo tanto para asegurar en todo momento que existe contacto entre la carretera y el neumático deberemos tener la suspensión un poco comprimida. El valor de este margen lo vamos a obtener cuando carguemos la moto. El reparto de su propio peso más el piloto provocará una compresión de la suspensión delantera. Esta compresión en estático será la que nos dé margen para que la horquilla pudiera extenderse sin hacer tope físico entre la barra y la botella. Hay que tener cuidado con la precarga que se le da al sistema porque disminuimos el recorrido posible del movimiento de la barra. Vamos a dejar un recorrido mínimo de seguridad de entre 20-25mm. Esto quiere decir que una vez que la precarga de la suspensión queda ajustada la barra de la horquilla debe bajar desde vacío hasta la posición en estático 20-25mm, lo cual será fácilmente medible.

Una vez establecidos los límites de seguridad hay que diseñar cuáles son los estados de funcionamiento que pudieran resultar más interesantes. En este punto no existe ningún valor exacto de éxito y, lo que de forma teórica pudiera parecer acertado, luego a la hora de la práctica no tiene por qué serlo.

Las recomendaciones que hemos recibido de gente del mundo de la competición es que debemos realizar diferentes configuraciones en cuanto a la rigidez de los muelles con un rango amplio para luego comprobar qué es lo que mejor se adapta a nuestra motocicleta y a nuestro piloto.

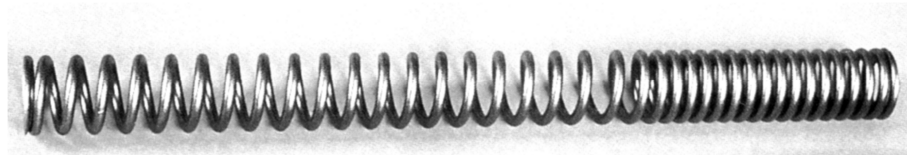
Por tanto, deberemos hacer un estudio de la constante efectiva del muelle. La constante efectiva del muelle es una medida de la rigidez del resorte y se determina midiendo la fuerza extra necesaria para comprimir (o extender en algunos casos) el muelle una determinada longitud. Esto se suele expresar en N / mm. Así que un muelle con una constante de 10 N/mm necesitará una fuerza adicional de 100 N para comprimirlo 10 mm. En algunos casos, esta constante no varía en todo el rango de movimiento útil del muelle y se denomina lineal. Por otra

parte, algunos tipos de muelles exhiben una constante diferente a lo largo del movimiento del amortiguador, esto es a menudo conocido como un tipo progresivo, es decir, la constante aumenta con la carga adicional. Es muy importante entender la diferencia entre la constante efectiva y la carga. La carga es la fuerza total soportada por el amortiguador, mientras que la constante es la fuerza adicional necesaria para comprimir el muelle una longitud extra.



La figura muestra el significado de la constante efectiva del muelle. El muelle tiene una constante efectiva de 10N/mm. Por cada 10mm que queramos comprimir del muelle hacen falta 100N de fuerza extra. Cuando llega al tope se convierte en un sólido rígido.

Los muelles se pueden hacer de múltiples formas y materiales pero el rango práctico es más limitado. Los muelles helicoidales de acero son los más comunes por su largo recorrido. Pueden ser uniformes (constante efectiva lineal) o pueden ser variable (progresivos).



Muelle de constante variable

Para el diseño del muelle tenemos dos posibilidades, diseñarlo con un muelle o, en caso de que no sea posible conseguir que el muelle sea lo suficientemente rígido para absorber las fuerzas críticas, utilizaremos dos muelles en serie de diferentes rigideces. Un primer tramo posee una K menor que será la encargada de absorber las irregularidades del terreno y dar una sensación de comodidad a la hora de la conducción y un segundo tramo lo haremos mediante un muelle que posea una K mayor que será la que realmente trabaje en los momentos de las frenadas. La combinación de dos muelles nos da configuraciones y estados límites diferentes.

ECUACIONES

Sistema de un muelle

La fuerza será igual a la constante del muelle por el diferencial de longitud.

$$F = K \cdot \Delta x$$

Sistema de 2 muelles en serie:

La compresión total del sistema es la suma de los dos muelles por separado. Hay que tener en cuenta que uno de los dos se comprimirá antes.

$$\Delta x = \Delta x_1 + \Delta x_2$$

Al ser dos muelles en serie la fuerza que reciben es la misma para cada uno.

$$F = K \cdot \Delta x$$

$$F_1 = K_1 \cdot \Delta x_1$$

$$F_2 = K_2 \cdot \Delta x_2$$

$$F_1 = F_2 = F$$

Si sustituyes los valores de las variaciones de x en función de las fuerzas obtenemos lo siguiente.

$$F / K = F_1 / K_1 + F_2 / K_2$$

$$F / K = F / K_1 + F / K_2$$

A partir de esta ecuación obtenemos el valor de la K total del conjunto mientras ninguno de los muelles haya agotado su recorrido de compresión.

$$K = \frac{K_1 \cdot K_2}{K_1 + K_2}$$

Cuando uno de los muelles se haya comprimido la gráfica seguirá el siguiente comportamiento:

$$F = K_1 \cdot \Delta x_1 \quad \text{ó} \quad F = K_2 \cdot \Delta x_2$$

El requisito de estado último útil es que para la fuerza máxima no haya una compresión mayor de 100mm.

En la suspensión telescópica, el desplazamiento de la rueda delantera al comprimirse o extenderse la suspensión será el mismo que el que experimenta el muelle. En nuestro caso, al tener un sistema de paralelogramo, el desplazamiento que experimenta la rueda no tiene por qué ser el mismo que el que experimenta el muelle, por tanto deberemos tener en cuenta la diferencia de desplazamientos.

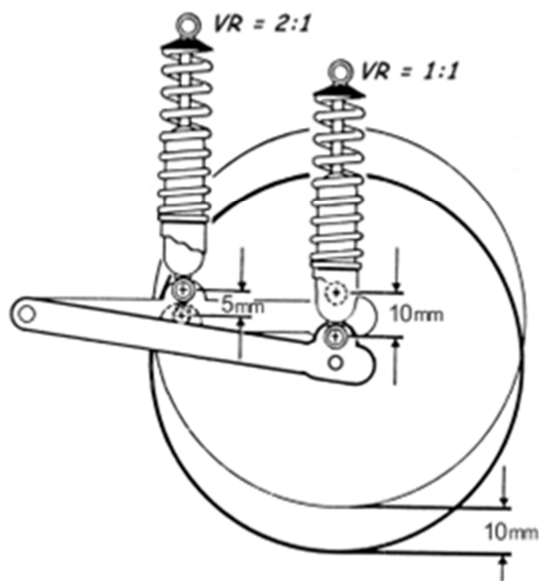
De la misma manera que podemos caracterizar un muelle por su constante, podemos asignar a la rueda un valor al movimiento de la rueda. La constante de la rueda (Wheel rate) se define como el cambio en la fuerza vertical necesario para mover una unidad de desplazamiento la rueda verticalmente (N/mm). Este parámetro y la constante del muelle están relacionados mediante el parámetro relación de velocidades también llamado ventaja mecánica, relación de palanca o movimiento (utilizaremos el término VR, velocity ratio, para referirnos a él). Simplificando, es la velocidad vertical de la rueda comparada con la velocidad de compresión del muelle.

Para entender el efecto del muelle en la rueda, debemos estudiar los movimientos relativos o desplazamientos de ambos.

En la siguiente imagen se puede ver el significado de VR y como las constantes de la rueda y el muelle se relacionan entre sí cuando el VR=2:1. La constante requerida en el muelle es cuatro veces la tasa de la rueda (o la de la rueda es ¼ la del muelle). De aquí sacamos las relaciones:

$$\text{Constante de la rueda} = \text{Constante del muelle} / \text{VR}^2$$

$$\text{Cte. muelle} = \text{Cte. Rueda} * \text{VR}^2$$



En nuestro en diseño en particular, después de estudiar la maqueta en 3-D realizada mediante Catia, hemos comprobado que el desplazamiento de la rueda y del muelle es similar, por tanto la relación es de 1:1 y no deberemos de realizar cálculos adicionales.

A partir de esta configuración, las ecuaciones que nos indican el comportamiento global son las siguientes:

CÁLCULOS

La máxima fuerza que tenemos se da en el caso de paso por curva con un valor de 2184 N pero, como citamos anteriormente, deberemos prever una distancia de seguridad por si apareciera un bache en el caso de frenada máxima, para evitar llegar al tope d suspensión. Como ya calculamos anteriormente, un bache nos supondrá una fuerza de entorno a 385N, por tanto el muelle deberá ser capaz de aguantar 2570 N para que no llegemos al final del recorrido del amortiguador.

También debemos tener en cuenta que el muelle debe ceder entre 20 y 25 mm para que la rueda no pierda contacto con la carretera en caso de que haya un agujero en el pavimento. Para ello, pusimos una báscula en la rueda de la moto para ver la fuerza normal que hace esta sobre el suelo. Esto lo hicimos con el piloto montado. Nos dio un valor de 69,5 kg.= 681,1N. Entonces, sabiendo que la suspensión debe hundirse 25 mm y la fuerza normal podremos hallar la constante del muelle.



$$F = K \cdot \Delta x$$

$$K=27.2 \text{ N/mm.}$$

Si calculamos el resto del recorrido, es decir, el recorrido efectivo, 100 mm, con la constante que nos ha salido, nos da una fuerza al final de recorrido de 2720 N, con lo cual nos aseguraremos de que el muelle no va hacer tope, ya que el limite estaba en 2570 N.

De esta manera, vemos que no es necesario hacer un montaje con 2 muelles en serie, ya que con esta configuración conseguimos que el muelle cumpla adecuadamente todas las restricciones.

De todas maneras, tendremos que llevar como mínimo un muelle de mayor constante y otro de menor constante para poder jugar con diferentes configuraciones y ver con cuál se siente el piloto más cómodo. El primero lo calcularemos para un hundimiento en estático de 20 mm y el segundo para que la fuerza al final del recorrido sea la calculada con el margen de seguridad 2570 N.

$$K1= 34 \text{ N/mm}$$

$$K2= 25,7 \text{ N/mm}$$

El amortiguador que nos proporciona la competición es un amortiguador de muy baja calidad, no admite ningún tipo de reglaje y además no tiene tanto recorrido como el que se ha tenido en cuenta para el diseño de la maqueta. Consultando proveedores, tenemos

amortiguadores que nos encajan perfectamente en el diseño en cuanto a recorrido, dimensiones y características. La elección de uno u otro dependerá únicamente del presupuesto que manejemos, siendo los más caros los que mejores prestaciones tienen y más posibilidades de reglaje presentan. Hablando con gente relacionada con el mundo del reglaje de suspensiones nos recomendaron no cambiar el muelle de la suspensión proporcionada por la organización, ya que íbamos a tener rebotes al no estar el amortiguador preparado para un muelle de mayor constante efectiva.

9 Cálculo de las fuerzas para el análisis por numeros finitos

Una vez tenemos calculado el muelle, calcularemos las fuerzas que se van a presentar en el conjunto de la suspensión para poder realizar un análisis FEM. Muchas de las fuerzas necesarias ya han sido calculadas en los apartados anteriores de calculos de fuerzas en la suspension delantera. El caso de conducción más exigente ha sido el de frenada en linea recta, por tanto será el caso que utilizaremos para calcular el resto de fuerzas.

3 CÁLCULO DE LAS FUERZAS EN EL SISTEMA DE SUSPENSIÓN

REPRESENTACIÓN Y CÁLCULO DE LAS FUERZAS

REPRESENTACIÓN GRÁFICA Y ECUACIONES

Para calcular las fuerzas estudiaremos cada lado por separado, ya que las fuerzas que aparecen en los rodamientos de las ruedas difieren bastante debido a la acción de la pinza de freno, por tanto primero estudiaremos las fuerzas que aparecen en el lado derecho y después las que aparecen en el lado izquierdo. La mayoría de las fuerzas estan calculadas ya en apartados anteriores, asi que será sencillo hallar el resto.

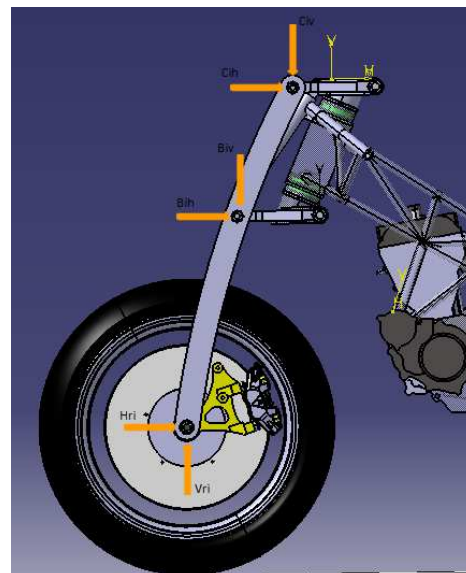
LADO DERECHO

Horizontal

$$H_{rd} + C_{dh} = B_{dh}$$

Vertical

$$B_{dv} + C_{dv} = V_{rd}$$



Los resultados para este modelo serán los siguientes.

- **Hrd = 786,5 N**
- **Cdh = 229,5 N**
- **Bdh = 1016 N**
- **Bdv = 1363 N**
- **Cdv = -2416,7 N**
- **Vrd = -1053,7 N**

LADO IZQUIERDO

Horizontal

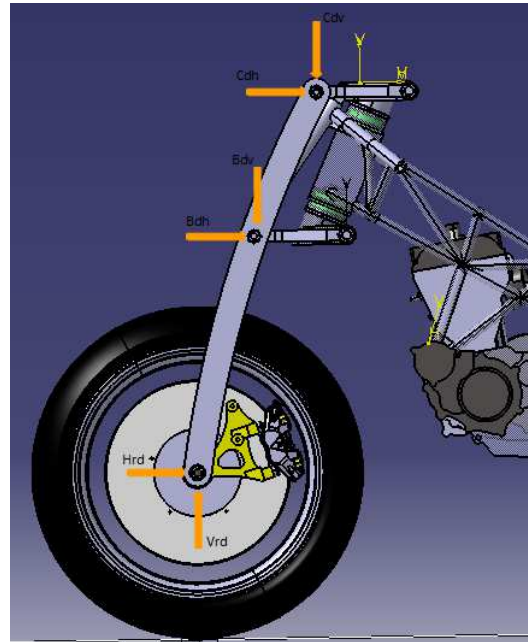
$$H_{ri} + C_{ih} = B_{ih}$$

Vertical

$$B_{iv} + C_{iv} = V_{ri}$$

Los resultados para este modelo serán los siguientes.

- **Hri = 2375,5 N**
- **Bih = -1016 N**
- **Cih = -1359,5 N**
- **Vri = 1732,5 N**
- **Biv = 1363 N**
- **Civ = 369,5N**



10 Análisis por elementos finitos

En este apartado estudiaremos las tensiones que sufrirán las diferentes partes del sistema de suspensión delantera en la situación en la que se manifiestan los máximos esfuerzos. Todas las cargas que aplicaremos serán cargas estáticas mayoradas por un coeficiente de 2. Esto nos permitirá observar aquellas zonas que soportaran las mayores tensiones de forma que seremos capaces de ver en que partes de las piezas sería necesario aumentar el espesor de material para tratar de evitar la aparición de tensiones excesivamente elevadas y en que partes tenemos material de sobra.

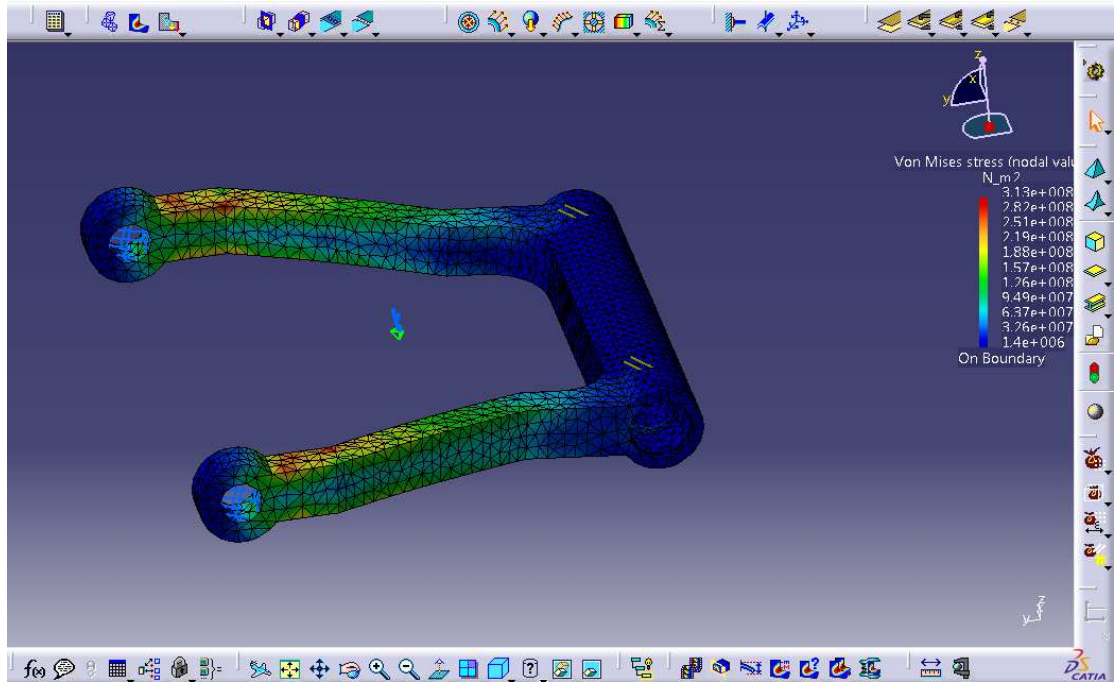
Para analizar correctamente las tensiones, tenemos que tener en cuenta el material que se va a utilizar para la fabricación, en nuestro caso todas las piezas van a ser fabricadas del mismo material, hemos elegido un aluminio aleado y tratado térmicamente denominado Aluminio 6061-T6.

El aluminio 6061 es una aleación de aluminio endurecido que contiene como principales elementos aluminio, magnesio y silicio. Tiene buenas propiedades mecánicas y para su uso en soldaduras. Es una de las aleaciones más comunes de aluminio para uso general.

La forma templada T6 presenta una resistencia máxima a la tracción de 300 MPa y un límite elástico de 241 MPa. Otros valores que pueden alcanzarse son 310 MPa y 275 MPa respectivamente.⁴ En formas de 6.35 mm o menor sección, la elongación es del 8% o más; en secciones mayores la elongación ronda el 10%. La forma templada T651 tiene propiedades mecánicas similares. Se emplea habitualmente en la construcción de los cuadros y otros componentes de bicicletas.

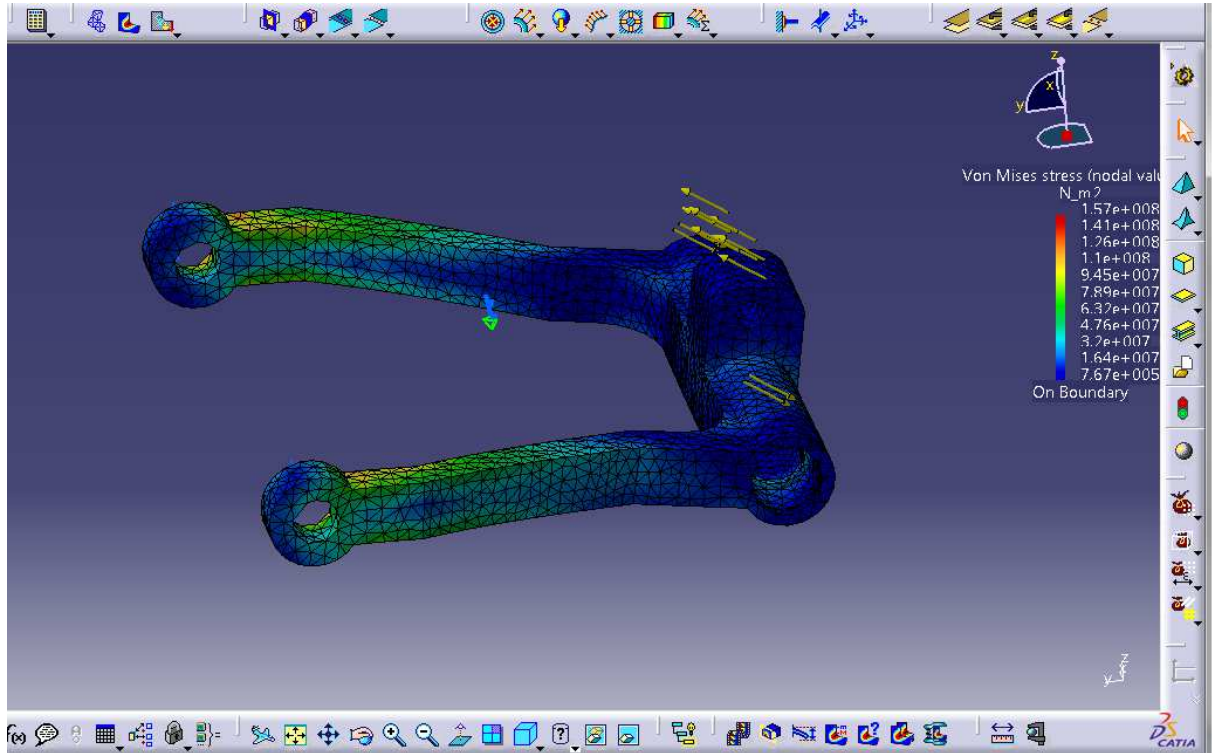
Para el análisis FEM he utilizado el módulo de Catia V5. Mis conocimientos para realizar este tipo de tareas no son muy avanzados y consultando con gente experta en esta materia me han recomendado que haga un análisis de las piezas por separado y me fije básicamente en las tensiones de la pieza para tener una noción de en que puntos de la puedo tener unas tensiones elevadas, pero que no haga demasiado caso a los resultados ya que si no se realiza un mallado de forma correcta y detallada, los resultados que nos proporcionara el programa no serán muy fiables. A continuación pondré las imágenes que me han salido en cada pieza al realizar el análisis FEM.

BIELETA SUPERIOR



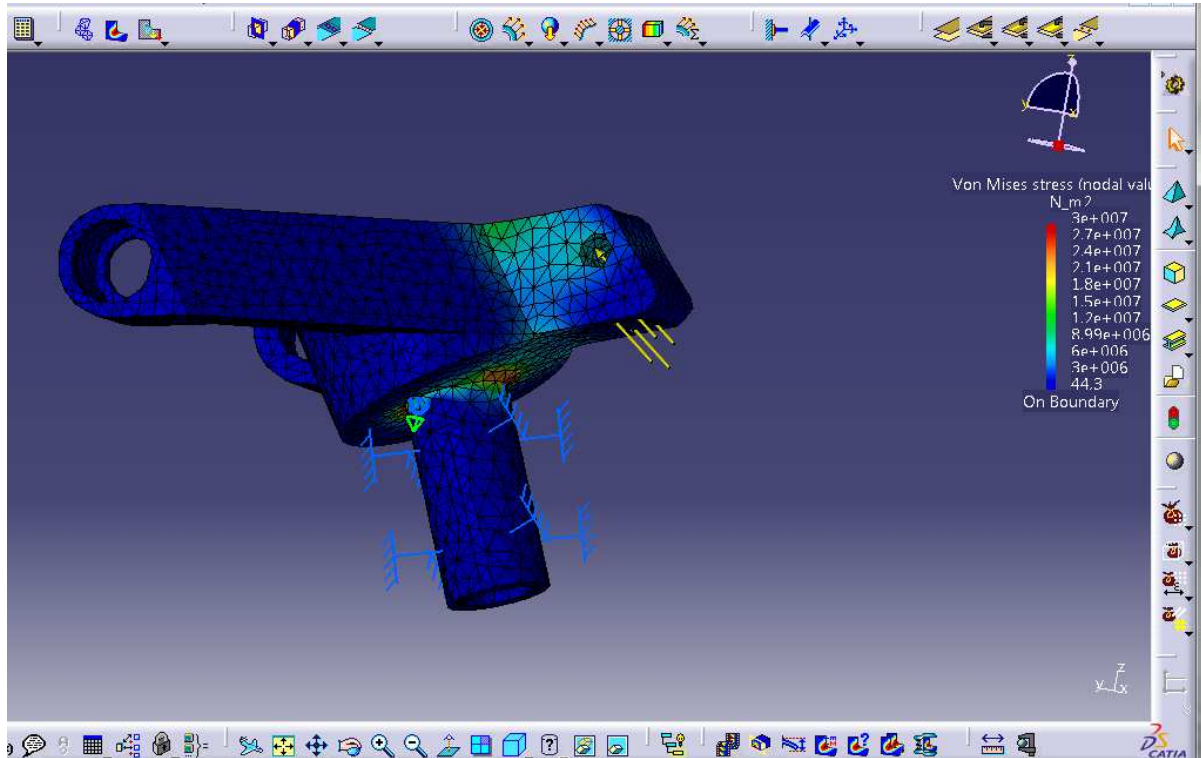
Vemos como la pieza no tiene puntos claros donde halla una excesiva tensión. Vemos que en la parte de los extremos si que hay un pequeño pico, podriamos mejorar el comportamiento de esta pieza metiendo un poco mas de material en esa zona o bien dandole un pequeño redondeo para eliminar las aristas vivas.

BIELETA INFERIOR



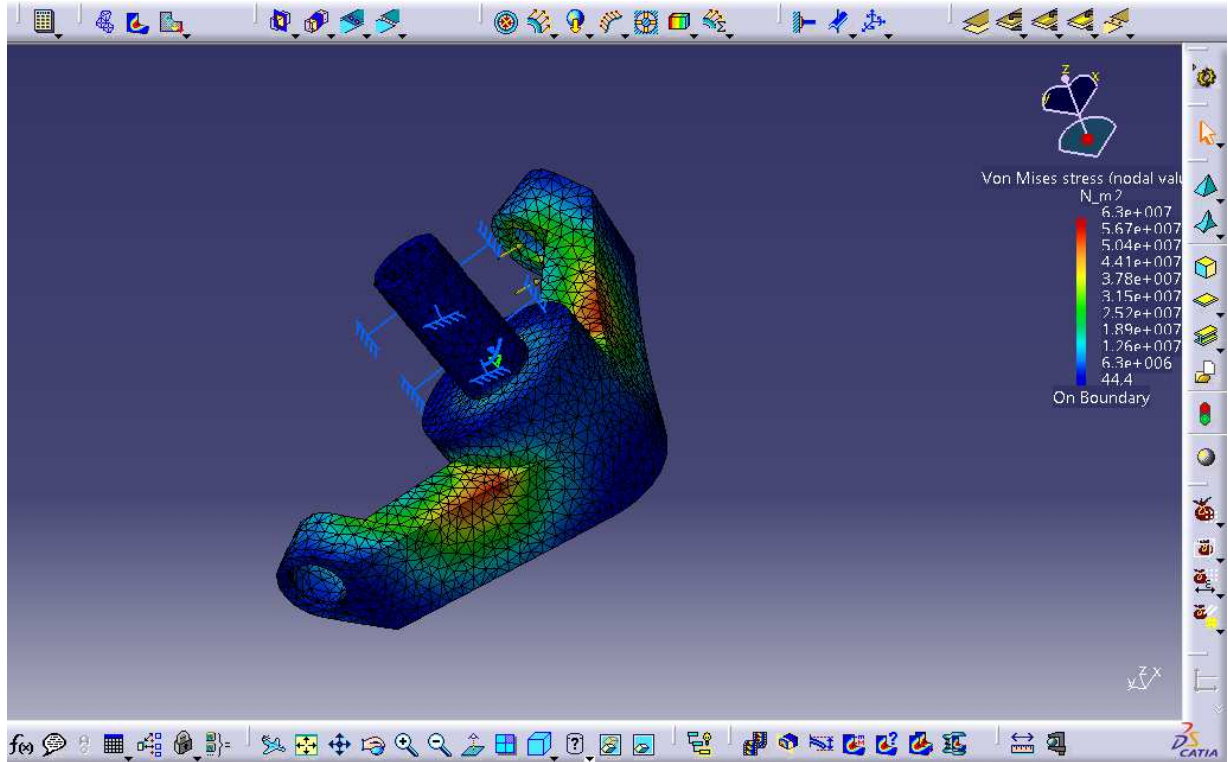
Vemos que el comportamiento de la bieleta inferior es practicamente igual que la superior, de modo que lo que podriamos hacer para mejorar su comportamiento frente a las tensiones seria lo mismo que lo citado en el caso anterior:

TIJA SUPERIOR



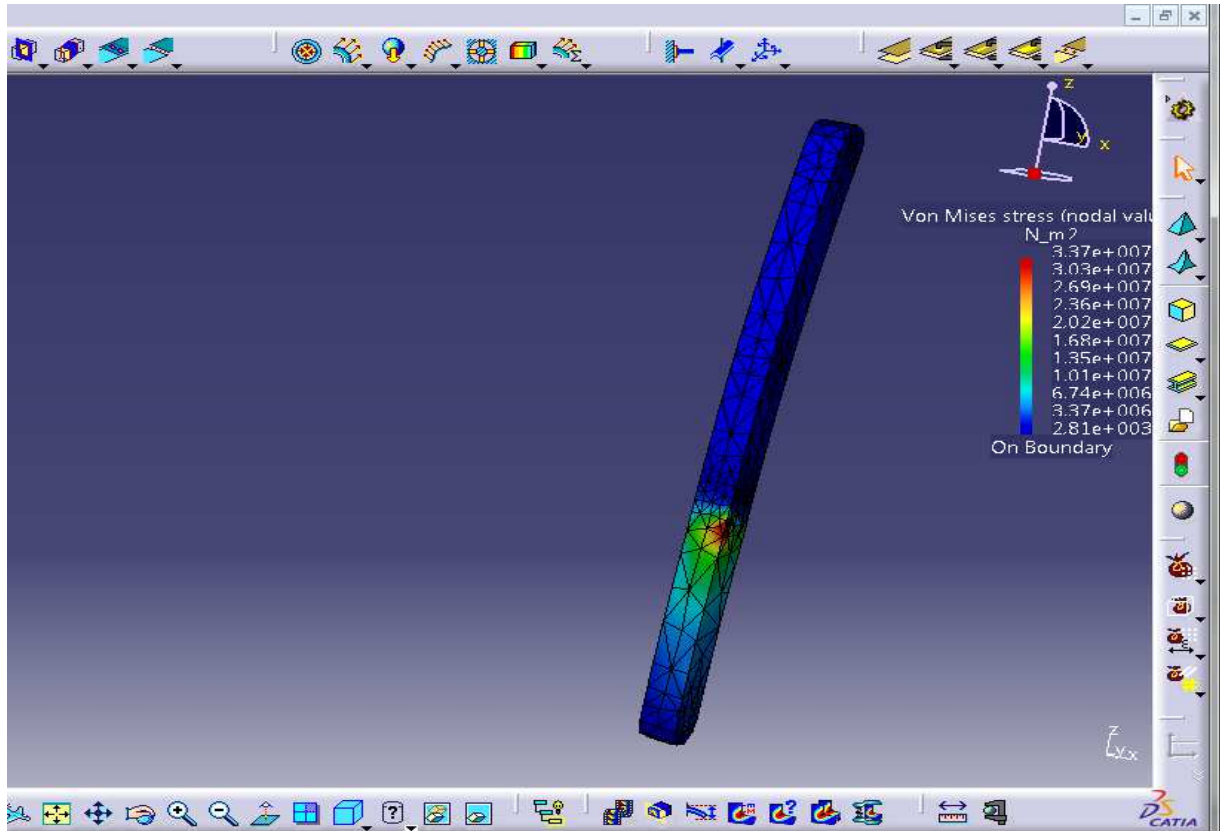
En la tija superior vemos que los puntos de la pieza que mas sufren son los situados en el eje que va ir alojado en la pipa, en esa parte podriamos suavizar la arista donde existe el cambio de diametro para que la concentracion de tensiones sea menor.

TIJA INFERIOR



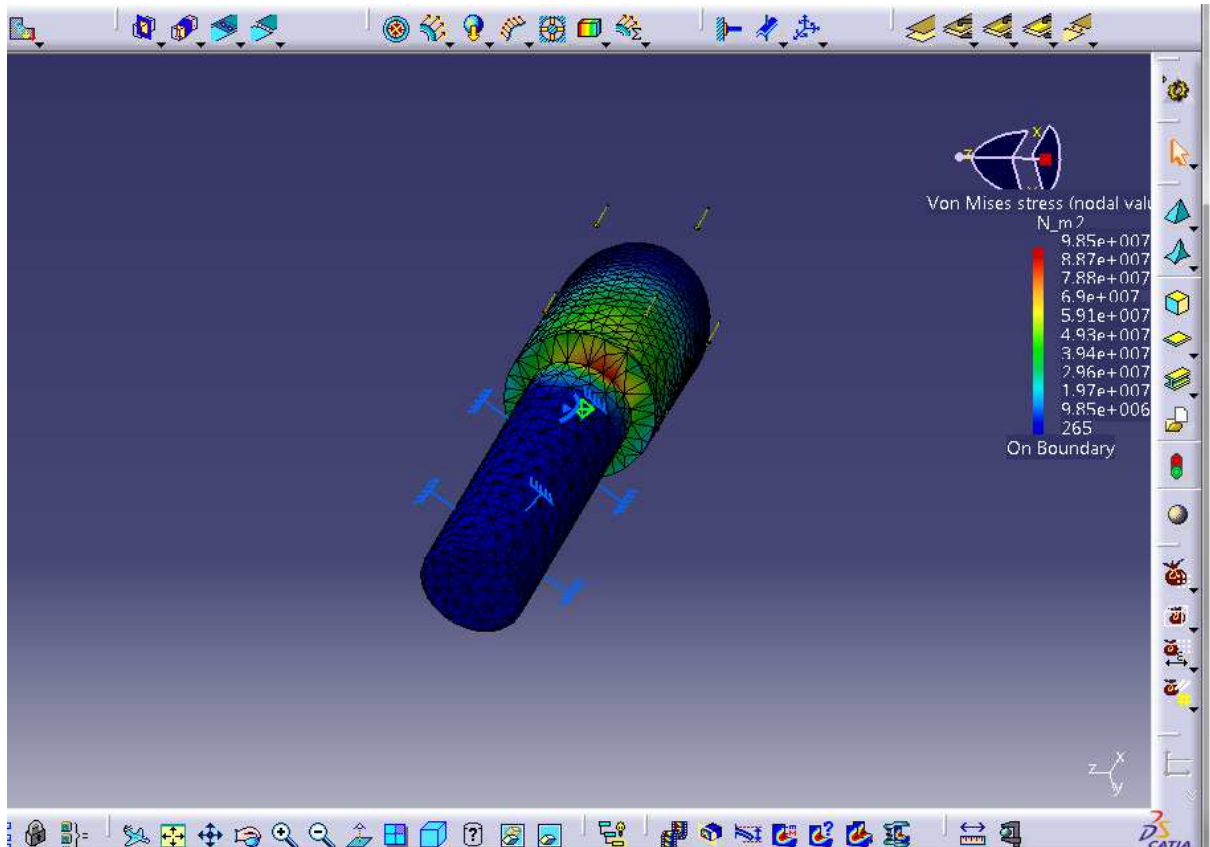
En esta pieza se ve que hay una zona clara de concentración de tensiones, para mejorar el comportamiento de esta pieza frente a las tensiones deberíamos poner mas sección entre la zona que une los anclajes con la parte del eje que va alojada en la pipa.

VIGA



En la viga hemos introducido las fuerzas que se daban en el caso mas extremo, frenada en paso por curva. Se ve claramente el punto de mayor tensión, el resto de la viga aguanta muy bien. Por tanto en este punto convendria aumentar un poco la seccion del material o añadir algun nervio que aportaria mas resistencia a esta partede la pieza.

EJE TIJA-BIELETA



En este eje vemos que las tensiones se concentran en el limite donde cambia de diametro. En este punto seran donde se manifiestan los esfuerzos a cortadura. Al ser un diseño mas sencillo geometricamente los datos que nos da el programa seran mas fiable. Para los ejes vamos a utilizar un acero S 275 según la norma UNE, que nos garantiza un limite elastico de 275 MPa. Si nos fijamos en los datos, el programa nos da una tension máxima de 98.5 MPa, por lo tanto podríamos utilizar este tipo de acero con todo tipo de garantía.

De todas manera vemos que las maximas tensiones que nos aparecen son en la tija superior con un valor de 313MPa, que seria superior a los 275 MPa que tiene nuestro material de limite elastico, en el resto de piezas seria inferior. De todas maneras como hemos citado anteriormente estos datos no son muy fiables ya que el mallado no es todo lo fino que tendría que ser.

11 Conclusiones

La principal conclusión que saco de este proyecto, aparte de que hemos sido muy afortunados al poder participar en esta educación de Motostudent, es que el diseño es una materia compleja para los que nos estamos iniciando en este campo. Hemos podido ver los problemas que surgen de todo tipo de proyectos y piezas que hemos diseñado, lo que en el papel parece perfecto, luego en la realidad no va también, debido a muchas cosas que no se tiene en cuenta y que no somos capaces de ver cuando lo hacemos en papel. También hay que tener en cuenta que cuando se realiza un proyecto entre varias personas la comunicación entre ellos es importantísimo y con una buena comunicación no será necesario rehacer cosas que para nuestro diseño no interfería pero si para el d los demás.

12 Bibliografía

- Motocicletas: Comportamiento dinámico y diseño de chasis- Tony Foale
- Sukinematics: Apuntes informativos del programa “Motorcycle kinematics” de Tony Foale
- Motocicletas- Arias Paz
- Motorcycle dynamics – Vittore Cossalter
- The racing motorcycle: A technical guide for constructors – John Bradley
- Motorcycle design and technology handbook – Gaetano Cocco
- REGLAMENTO TÉCNICO. MotoStudent.
- INGENIERÍA DE MOTOCICLETAS. Cesar Diaz de Cerio y José Sancho. Apuntes formativos.
- REGLAMENTO FUNCIONAL. MotoStudent.
- www.bottpower.com
- www.wikipedia.com
- www.google.com
- www.moto22.com
- www.catiav5.com

ANEXO

H G F E D C B A

4

3

2

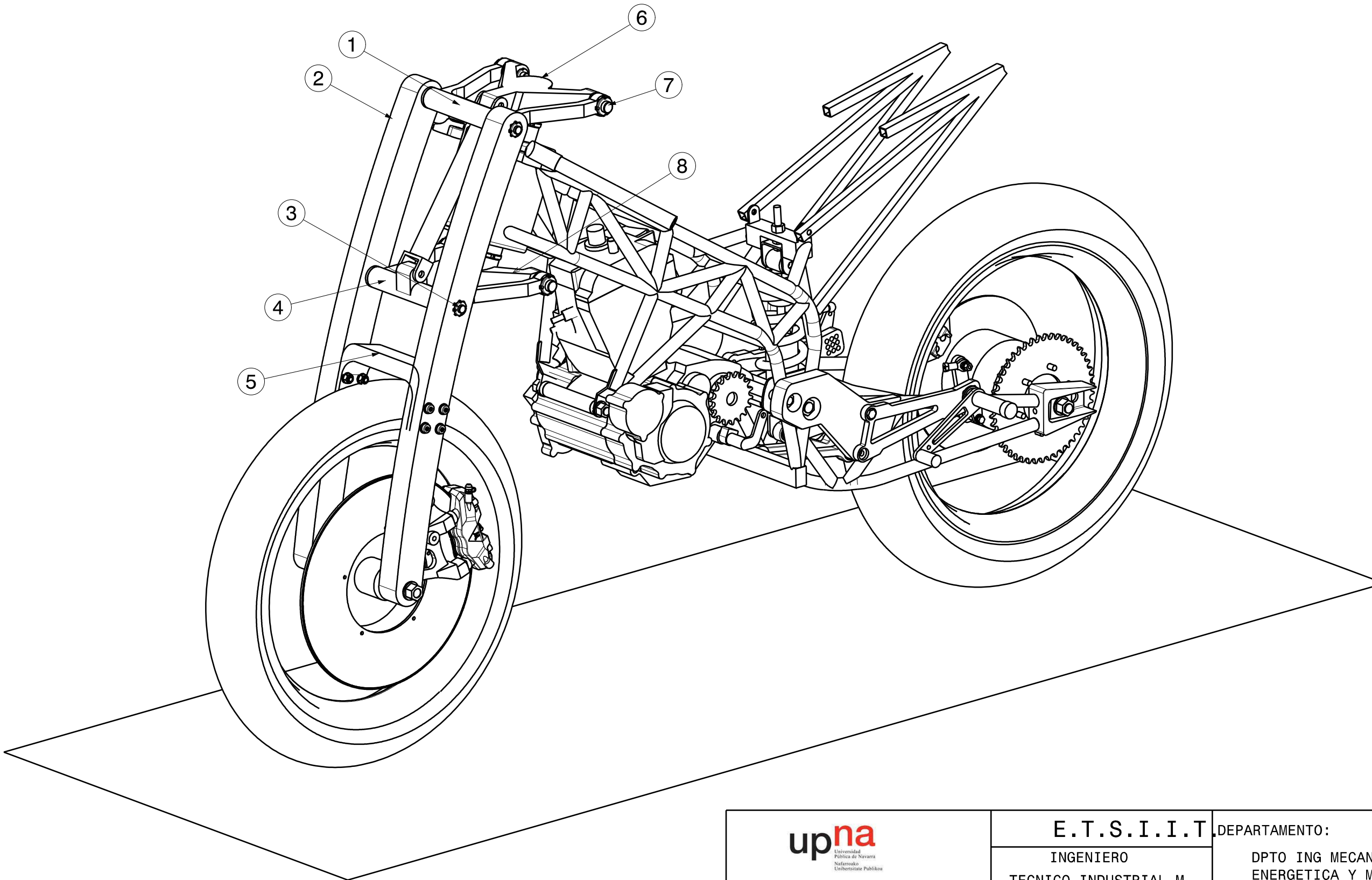
1


4

3

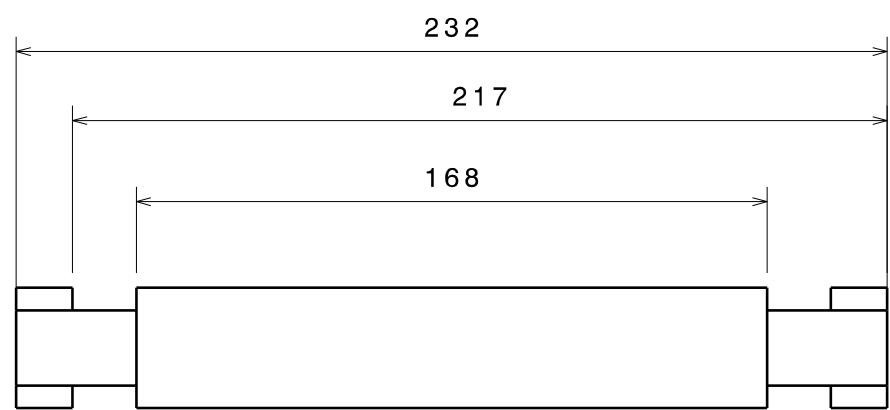
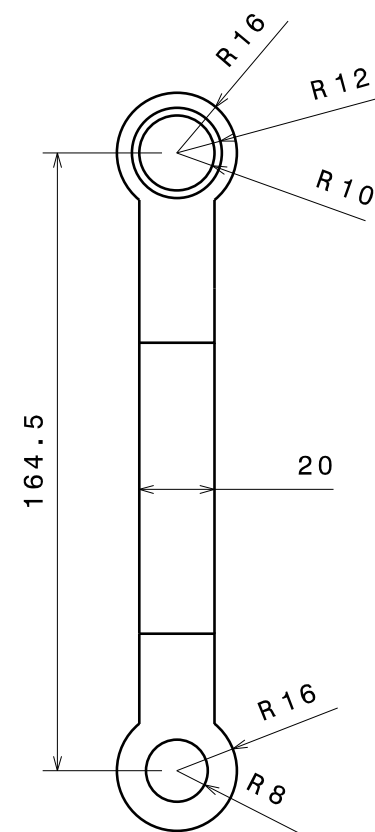
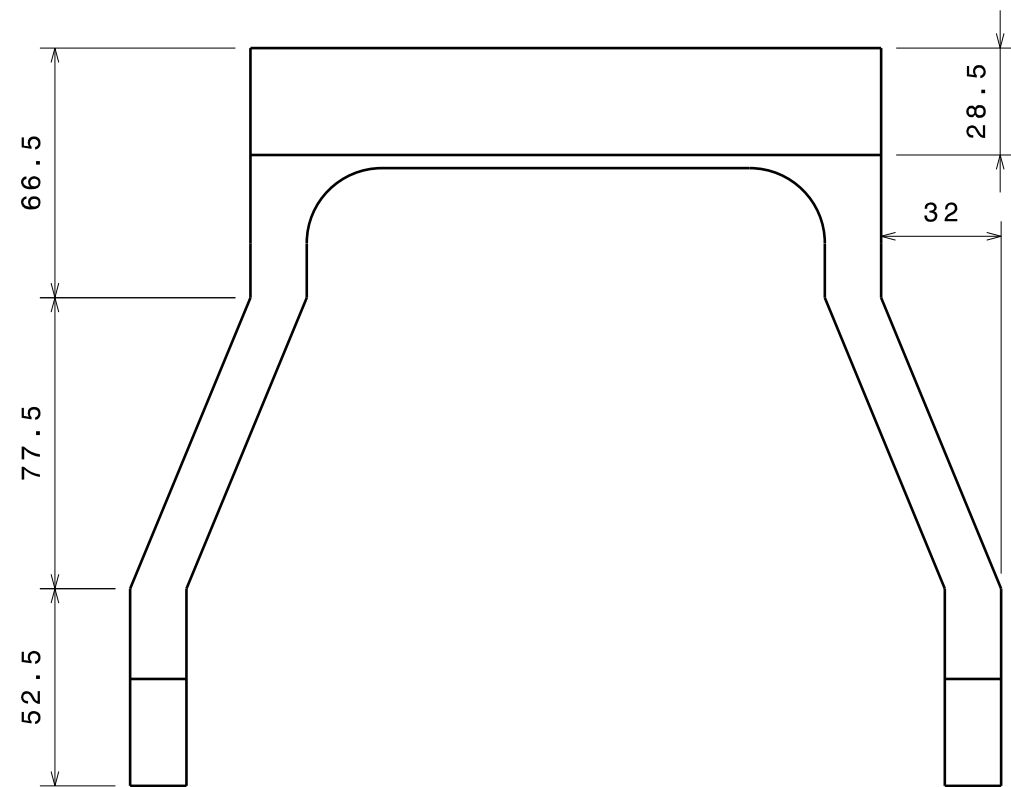
2

1



 <small>Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa</small>	E.T.S.I.I.T INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.	DEPARTAMENTO: DPTO ING MECANICA ENERGETICA Y MATERIALES
	PROYECTO: SUSPENSION DE PARALELOGRAMO	REALIZADO: TORRES PASTOR, JAVIER
PLANO: CONJUNTO MOTO 3	FIRMA:	FECHA: 14/02/13 ESCALA: 1:6 Nº PLANO: 1000-10-00

H G F E D C B A



E.T.S.I.I.T

INGENIERO
TECNICO INDUSTRIAL M.

DEPARTAMENTO:
DPTO ING MECANICA
ENERGETICA Y MATERIALES

PROYECTO:

SUSPENSIÓN DE PARALELOGRAMO

REALIZADO:
TORRES PASTOR, JAVIER

FIRMA:

PLANO:

BIELETA SUPERIOR

FECHA:
14/02/13

ESCALA:
1:2

Nº PLANO:
1000-10-01

D

C

B

A

4

4

3

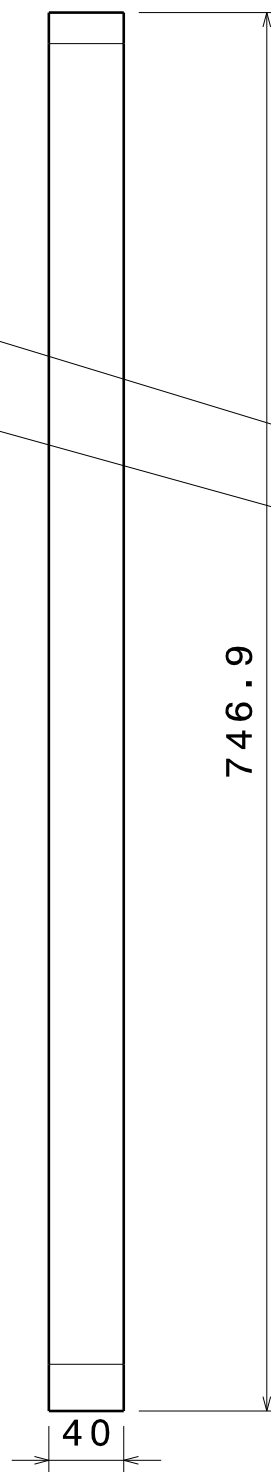
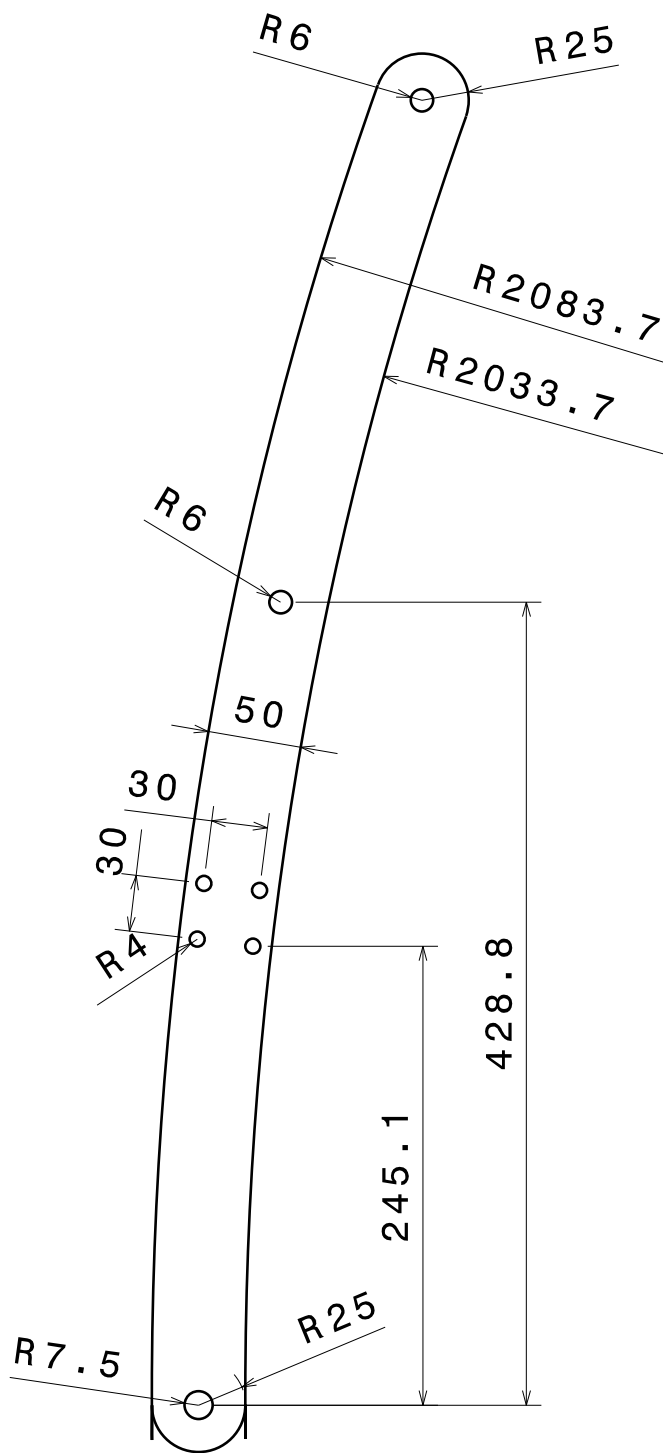
3

2

2

1

1



upna
 Universidad
 Pública de Navarra
 Nafarroako
 Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

DEPARTAMENTO:

INGENIERO

DPTO ING MECANICA

TECNICO INDUSTRIAL M.

ENERGETICA Y MATERIALES

PROYECTO:

SUSPENSIÓN DE PARALELOGRAMO

REALIZADO:

TORRES PASTOR, JAVIER

FIRMA:

PLANO:

VIGA

FECHA:

14/02/13

ESCALA:

1:4

Nº PLANO:

1000-10-02

D

A

D

C

B

A

4

4

3

3

2

2

236

M12X12X1

M12X12X1

R6

45° ± 0.5

upna
 Universidad
 Pública de Navarra
 Nafarroako
 Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

DEPARTAMENTO:

INGENIERO

DPTO ING MECANICA

TECNICO INDUSTRIAL M.

ENERGETICA Y MATERIALES

PROYECTO:

REALIZADO:

SUSPENSIÓN DE PARALELOGRAMO

TORRES PASTOR, JAVIER

FIRMA:

PLANO:

FECHA:

ESCALA:

Nº PLANO:

upna
 Universidad
 Pública de Navarra
 Nafarroako
 Unibertsitate Publikoa

EJE PASANTE BIELETA VIGA

14/02/13

2:1

1000-10-03

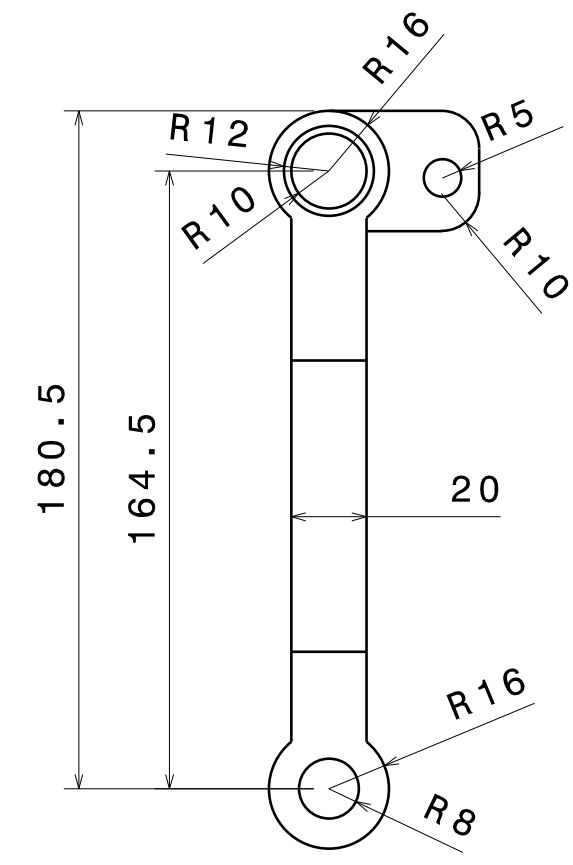
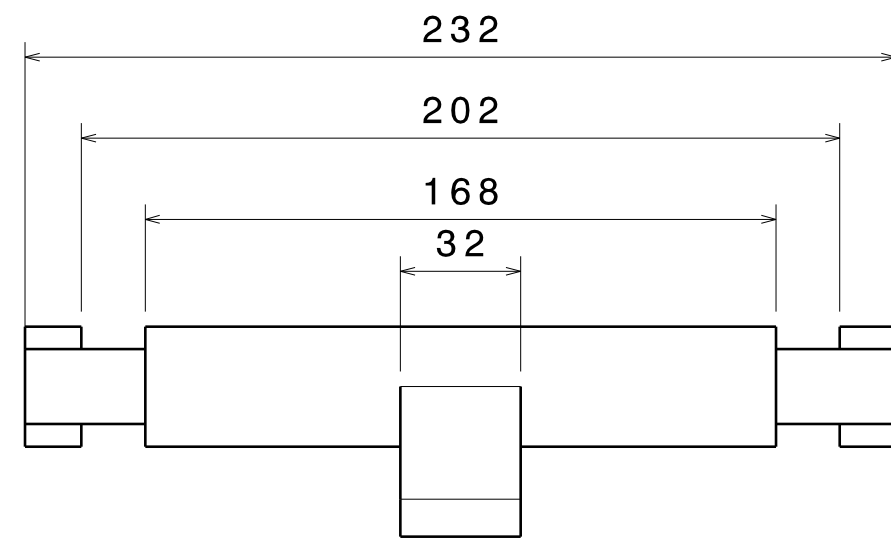
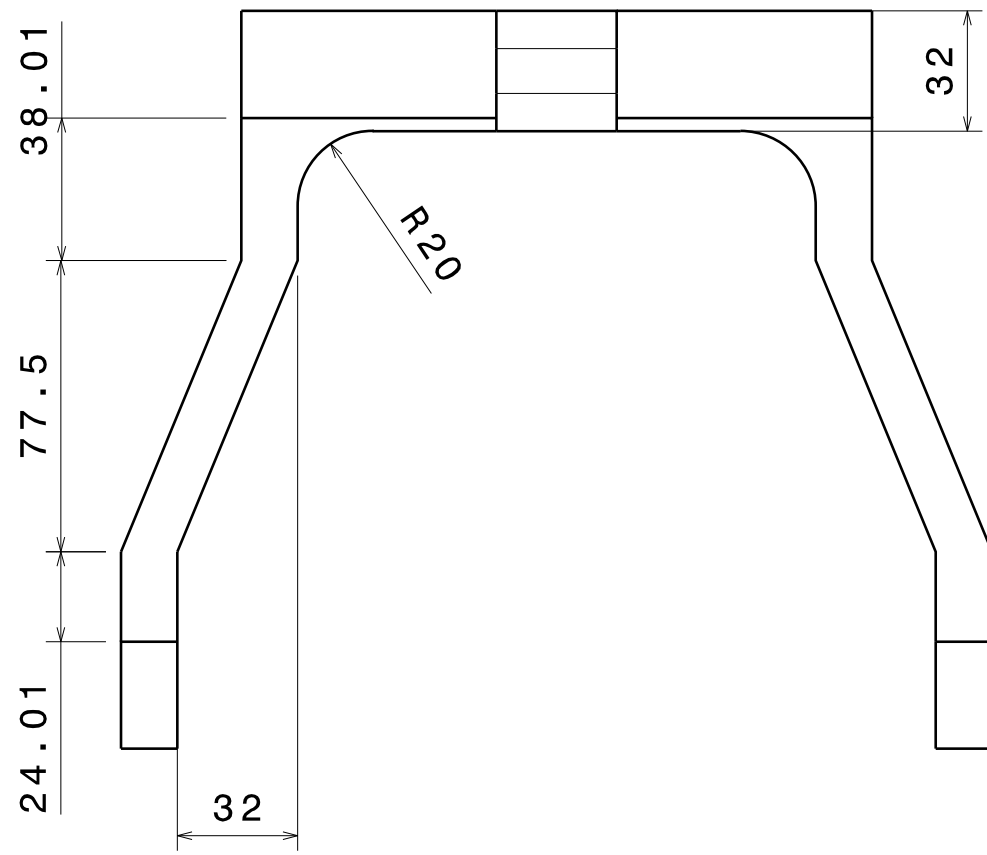
Todos los derechos reservados
 Eskubide guztiak erreserbatuta dira


D

A

1

1



 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO:	
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.	DPTO ING MECANICA ENERGETICA Y MATERIALES	
PROYECTO: SUSPENSIÓN DE PARALELOGRAMO		REALIZADO: TORRES PASTOR, JAVIER	
PLANO: BIELETA INFERIOR		FIRMA:	
		FECHA: 14/02/13	ESCALA: 1:2
		Nº PLANO: 1000-10-04	

D

C

B

A

R25

R25

25

95

163

178

R2084

R2034

30

50

30

30

10

30



upna
 Universidad
 Pública de Navarra
 Nafarroako
 Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

DEPARTAMENTO:

INGENIERO

DPTO ING MECANICA
ENERGETICA Y MATERIALES

TECNICO INDUSTRIAL M.

PROYECTO:

SUSPENSIÓN DE PARALELOGRAMO

REALIZADO:

TORRES PASTOR, JAVIER

FIRMA:

PLANO:

PUENTE RIGIDIZADOR

FECHA:

14/02/13

ESCALA:

1:2

Nº PLANO:

1000-10-05

D

A

H G F E D C B A

4

3

2

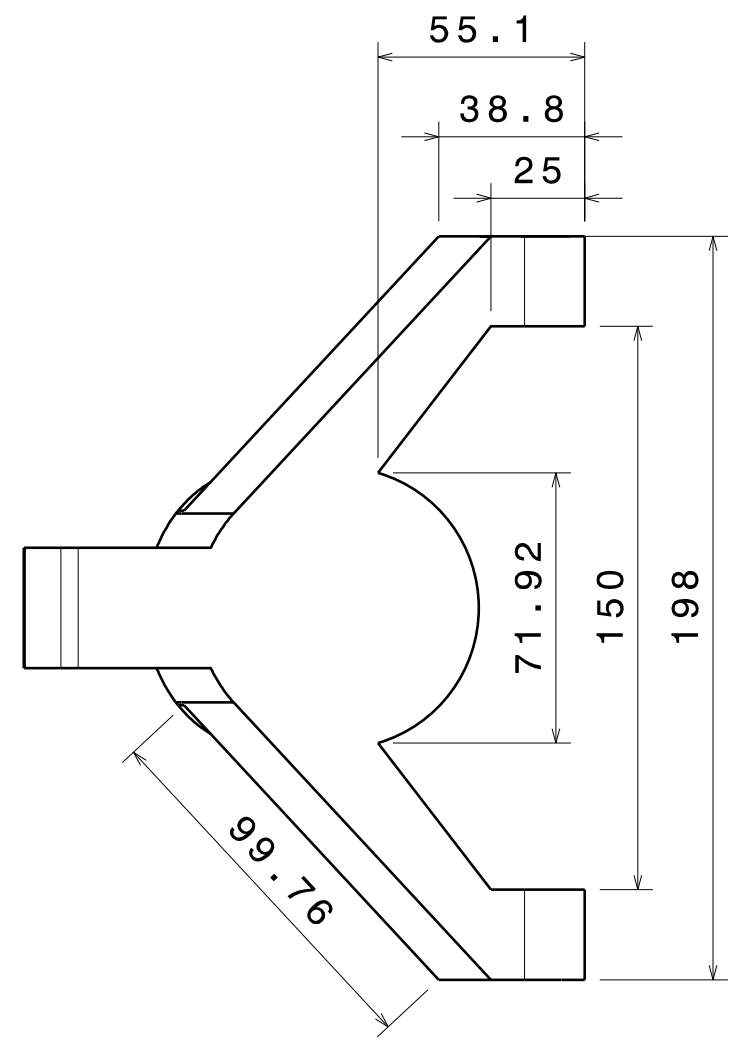
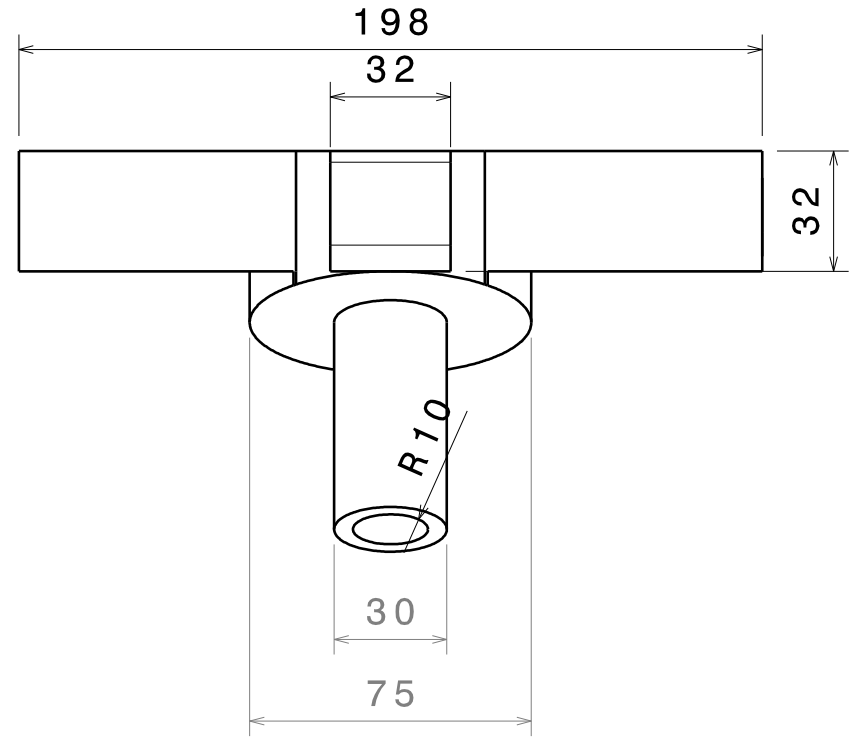
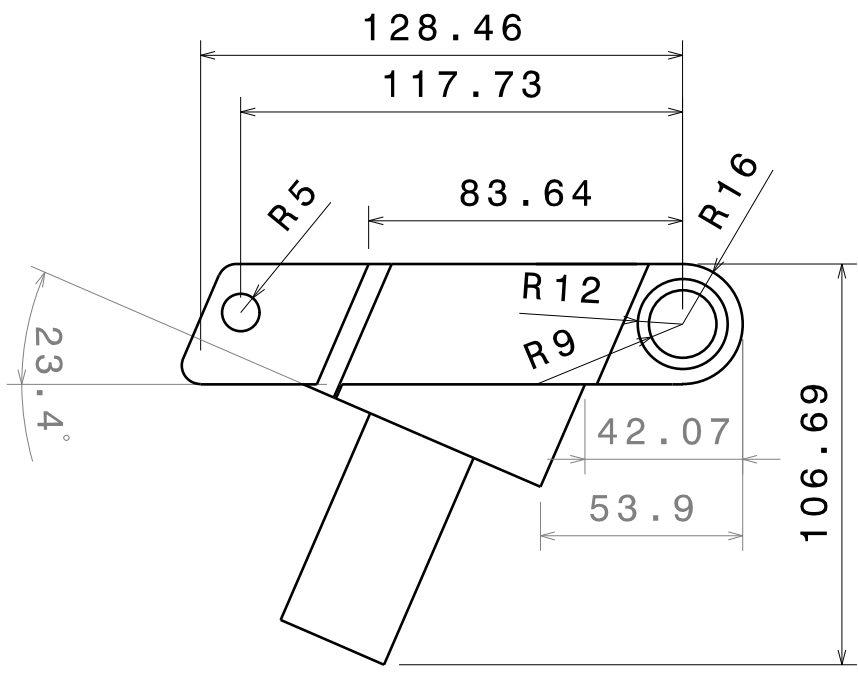
1


4

3

2

1



 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO:	
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.	DPTO ING MECANICA ENERGETICA Y MATERIALES	
PROYECTO: SUSPENSION DE PARALELOGRAMO		REALIZADO: TORRES PASTOR, JAVIER	
PLANO: TIJA SUPERIOR		FIRMA:	FECHA: 14/02/13
		ESCALA: 1:2	Nº PLANO: 1000-10-06

H G F E D C B A

D

C

B

A

4

4

M12X15X1

34

67

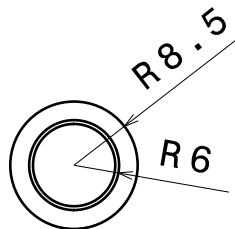
3

3

M17X33X1

2

2



1

1

upna
 Universidad
 Pública de Navarra
 Nafarroako
 Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

DEPARTAMENTO:

INGENIERO

DPTO ING MECANICA

TECNICO INDUSTRIAL M.

ENERGETICA Y MATERIALES

PROYECTO:

REALIZADO:

SUSPENSIÓN DE PARALELOGRAMO

TORRES PASTOR, JAVIER

FIRMA:

PLANO:

FECHA:

ESCALA:

Nº PLANO:

upna
 Universidad
 Pública de Navarra
 Nafarroako
 Unibertsitate Publikoa

EJE TIJA-BIELETA

14/02/13

1:1

1000-10-07

D

A

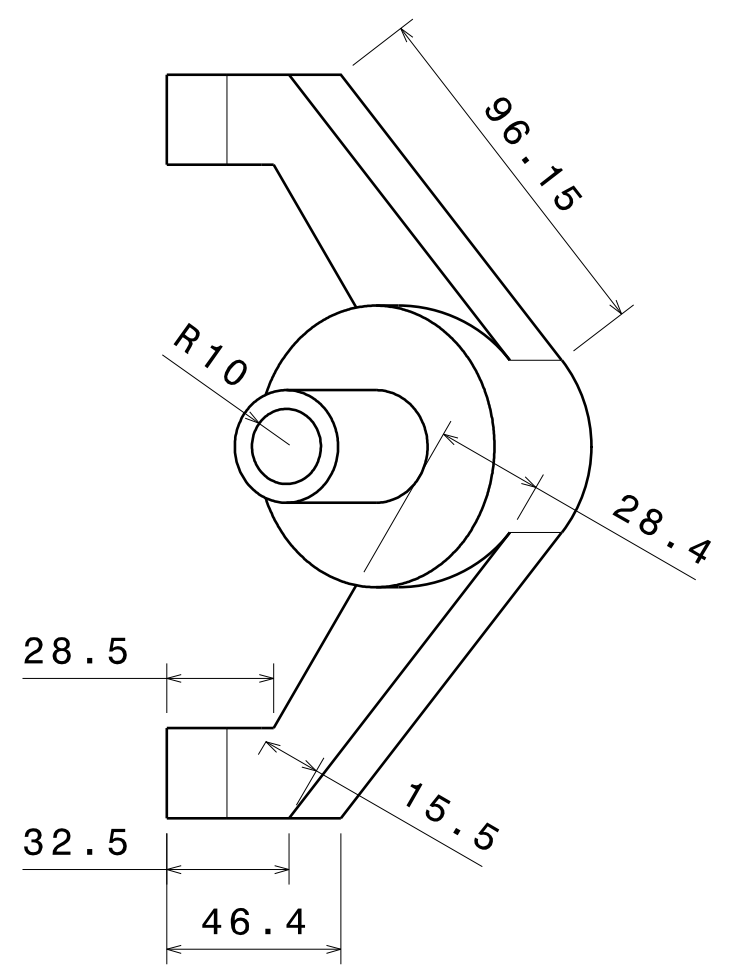
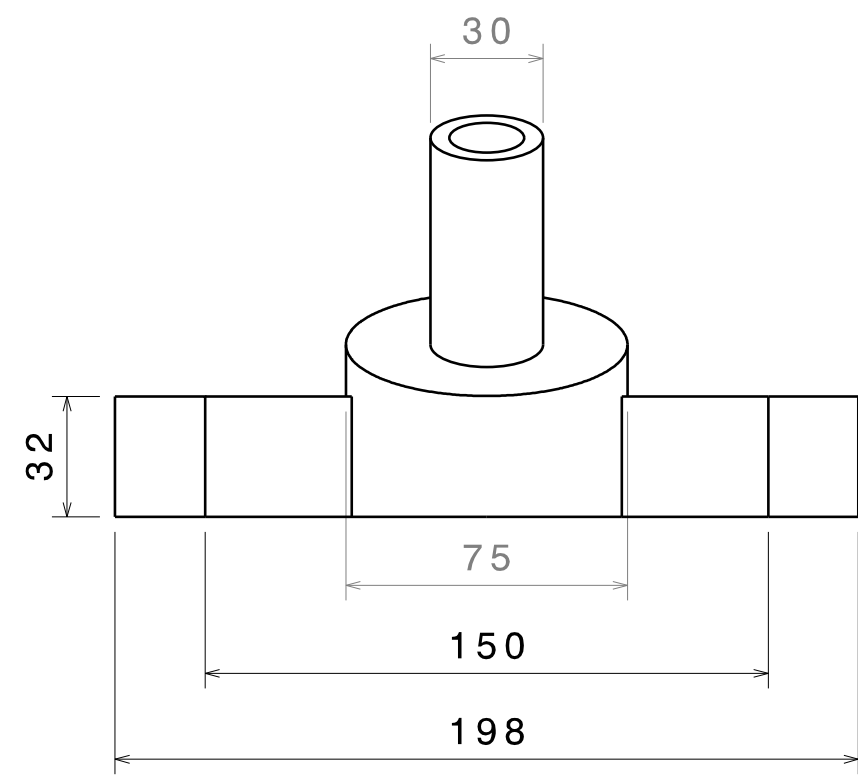
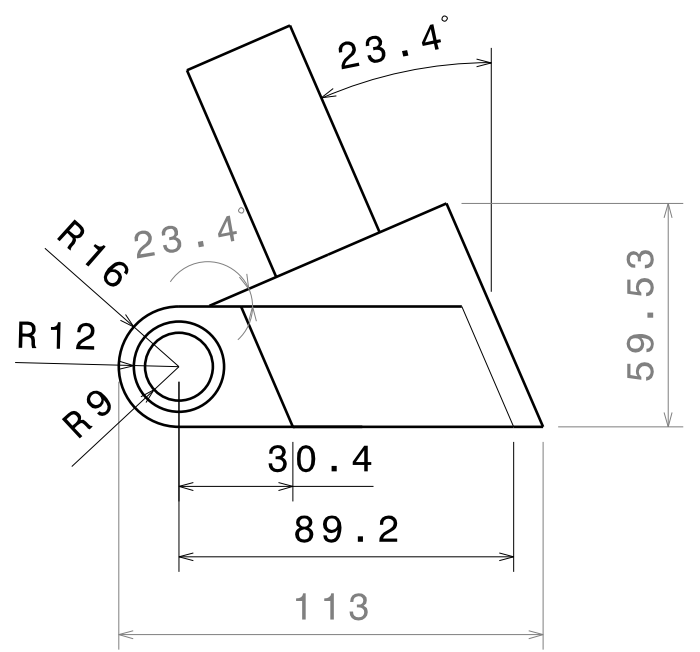
H G F E D C B A


4

3

2

1



	E.T.S.I.I.T	DEPARTAMENTO:	
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.	DPTO ING MECANICA ENERGETICA Y MATERIALES	
PROYECTO:		REALIZADO:	
SUSPENSION DE PARALELOGRAMO		TORRES PASTOR, JAVIER	
		FIRMA:	
PLANO:	TIJA INFERIOR	FECHA:	ESCALA:
		14/02/13	1:2
		N° PLANO:	1000-10-08

4

3

2

1

H G F E D C B A

D

C

B

A

4

4

3

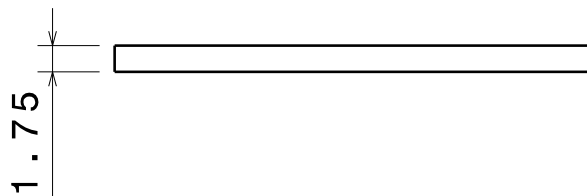
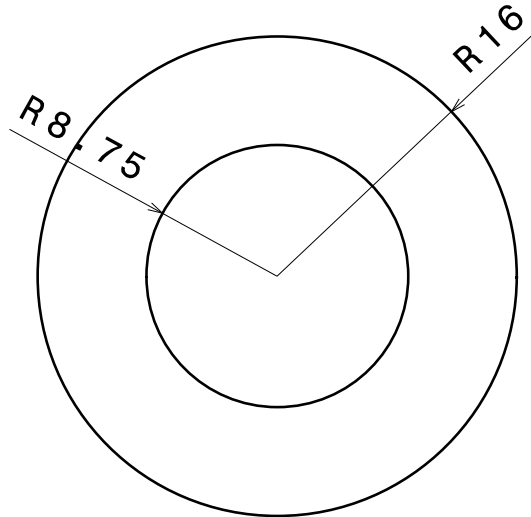
3

2

2

1

1



upna
 Universidad
 Pública de Navarra
 Nafarroako
 Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

DEPARTAMENTO:

INGENIERO
 TECNICO INDUSTRIAL M.

DPTO ING MECANICA
 ENERGETICA Y MATERIALES

PROYECTO:

SUSPENSIÓN DE PARALELOGRAMO

REALIZADO:

TORRES PASTOR, JAVIER

FIRMA:

PLANO:

CASQUILLO NYLON TIJA-BIELETA

FECHA:

14/02/13

ESCALA:

2:1

Nº PLANO:

1000-10-09

D

A

D

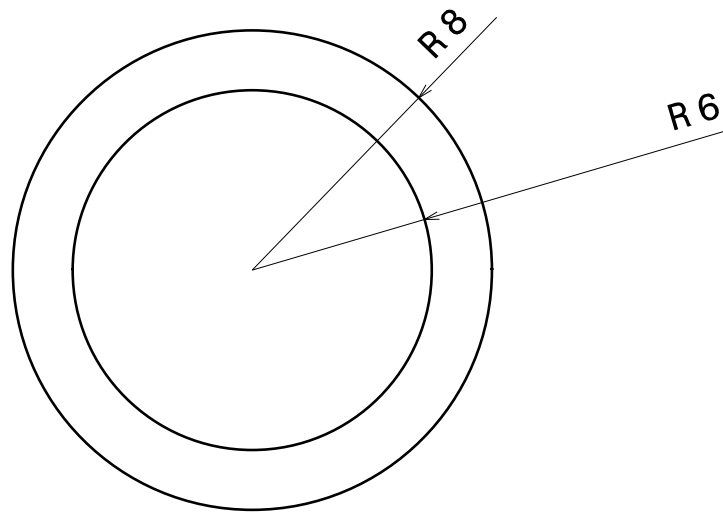
C

B

A

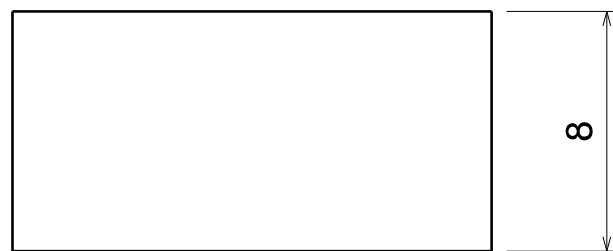
4

4



3

3



2

2

upna
 Universidad
 Pública de Navarra
 Nafarroako
 Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

DEPARTAMENTO:

INGENIERO

DPTO ING MECANICA

TECNICO INDUSTRIAL M.

ENERGETICA Y MATERIALES

PROYECTO:

REALIZADO:

SUSPENSIÓN DE PARALELOGRAMO

TORRES PASTOR, JAVIER

FIRMA:

PLANO:

FECHA:

ESCALA:

Nº PLANO:

upna
 Universidad
 Pública de Navarra
 Nafarroako
 Unibertsitate Publikoa

CASQUILLO PISTA INTERIOR BIELETA

14/02/13

4:1

1000-10-10

D

A

1

1

D

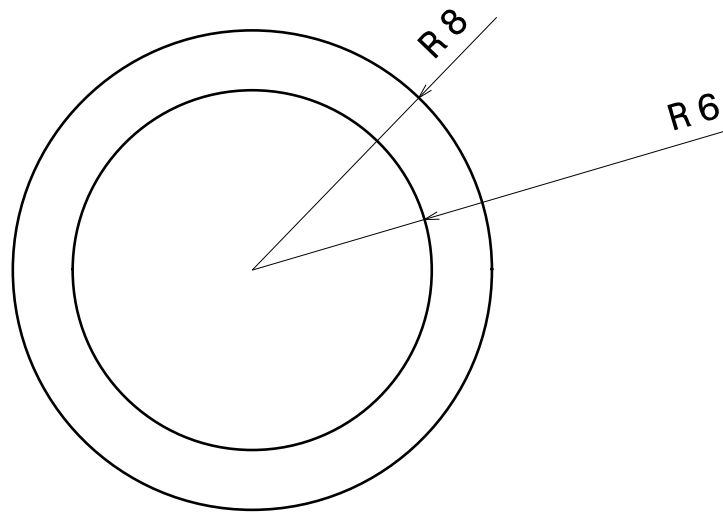
C

B

A

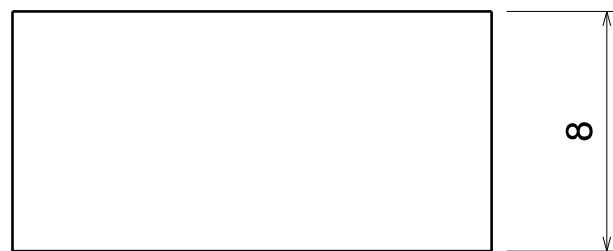
4

4



3

3



2

2

upna
 Universidad
 Pública de Navarra
 Nafarroako
 Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

DEPARTAMENTO:

INGENIERO

DPTO ING MECANICA
ENERGETICA Y MATERIALES

TECNICO INDUSTRIAL M.

PROYECTO:

REALIZADO:

SUSPENSIÓN DE PARALELOGRAMO

TORRES PASTOR, JAVIER

FIRMA:

PLANO:

FECHA:

ESCALA:

Nº PLANO:

upna
 Universidad
 Pública de Navarra
 Nafarroako
 Unibertsitate Publikoa

CASQUILLO PISTA INTERIOR BIELETA

14/02/13

4:1

1000-10-11

D

A

1

1

D

C

B

A

4

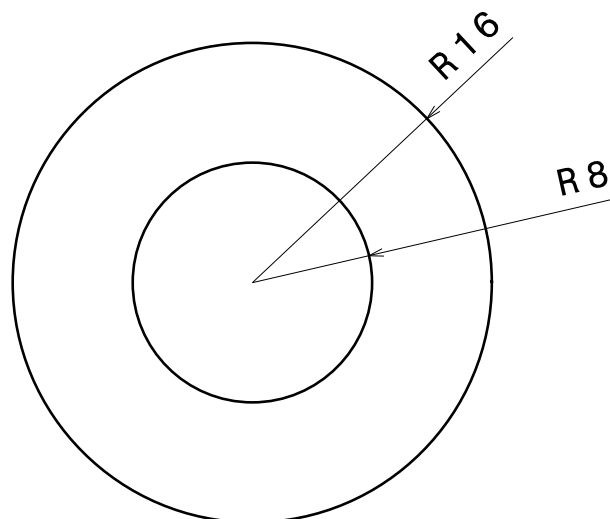
4

3

3

2

2



4.5



upna
 Universidad
 Pública de Navarra
 Nafarroako
 Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

DEPARTAMENTO:

INGENIERO

DPTO ING MECANICA

TECNICO INDUSTRIAL M.

ENERGETICA Y MATERIALES

PROYECTO:

REALIZADO:

SUSPENSIÓN DE PARALELOGRAMO

TORRES PASTOR, JAVIER

FIRMA:

PLANO:

FECHA:

ESCALA:

Nº PLANO:

upna
 Universidad
 Pública de Navarra
 Nafarroako
 Unibertsitate Publikoa

CASQUILLO NYLON BIELETA-VIGA

14/02/13

2:1

1000-10-12

D

A

1

1

D

C

B

A

4

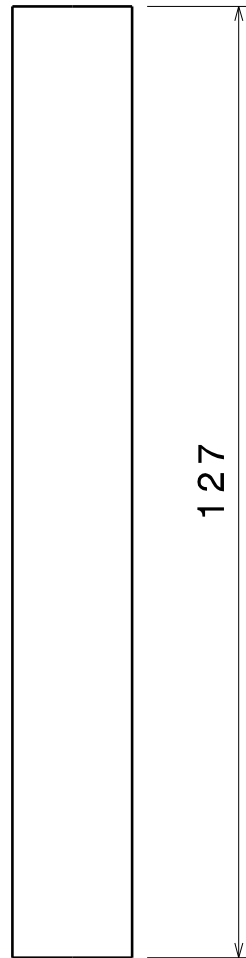
4

3

3

2

2



1

1

upna
 Universidad
 Pública de Navarra
 Nafarroako
 Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.

DEPARTAMENTO:

INGENIERO

DPTO ING MECANICA

TECNICO INDUSTRIAL M.

ENERGETICA Y MATERIALES

PROYECTO:

REALIZADO:

SUSPENSIÓN DE PARALELOGRAMO

TORRES PASTOR, JAVIER

FIRMA:

PLANO:

FECHA:

ESCALA:

Nº PLANO:

upna
 EJE PISTA INTERIOR RODAMIENTOS BIELETA

14/02/13

1:1

1000-10-13

D

A