

“Diseño y cálculo estructural del basculante y diseño del sistema de suspensión trasera de una motocicleta de competición”



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DISEÑO Y CÁLCULO ESTRUCTURAL DEL BASCULANTE
Y DISEÑO DEL SISTEMA DE AMORTIGUACIÓN DE UNA
MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN

MEMORIA

Ignacio Arenaza Borja

Cesar Díaz de Cerio García

Pamplona, 10 de Septiembre de 2010

ÍNDICE

| | | |
|------------|---|-----------|
| 1 | OBJETIVO..... | 5 |
| 2 | ANTECEDENTES..... | 5 |
| 2.1 | MotoStudent..... | 6 |
| 2.1.1 | La competición..... | 6 |
| 2.1.2 | Fases de la competición..... | 6 |
| 2.1.3 | El equipo..... | 9 |
| 3 | DATOS DE PARTIDA..... | 12 |
| 3.1 | Reglamento técnico..... | 12 |
| 3.1.1 | La motocicleta..... | 12 |
| 3.1.2 | Requerimientos generales del diseño..... | 12 |
| 3.1.2.1 | Dimensiones..... | 12 |
| 3.1.2.2 | Pesos..... | 14 |
| 3.1.3 | Ciclística..... | 14 |
| 3.1.3.1 | Bastidor..... | 14 |
| 3.1.3.2 | Suspensiones..... | 14 |
| 3.1.3.3 | Dirección..... | 14 |
| 3.1.3.4 | Estriberas..... | 14 |
| 3.1.3.5 | Llantas y neumáticos..... | 15 |
| 3.1.4 | Motor..... | 15 |
| 3.1.5 | Procedimiento de verificaciones técnicas..... | 15 |
| 3.1.5.1 | Homologación del chasis..... | 15 |
| 3.1.5.2 | Verificación de cotas generales..... | 15 |
| 3.2 | Componentes estándar..... | 15 |
| 3.2.1 | El motor..... | 16 |
| 3.2.2 | Horquilla..... | 18 |
| 3.2.3 | Amortiguador..... | 19 |
| 3.2.4 | Llantas..... | 19 |
| 3.2.5 | Neumáticos..... | 19 |
| 4 | LA SUSPENSIÓN TRASERA..... | 21 |
| 4.1 | Historia..... | 21 |

| | | |
|------------|--|-----------|
| 4.2 | El muelle | 22 |
| 4.2.1 | Constante efectiva del muelle | 22 |
| 4.2.2 | Precarga y hundimiento..... | 23 |
| 4.2.3 | Nuestro amortiguador | 25 |
| 4.3 | Sistemas de bieletas | 26 |
| 4.3.1 | Historia..... | 26 |
| 4.3.2 | Constante de la rueda..... | 27 |
| 4.4 | Efecto de la cadena | 31 |
| 4.5 | Elección del sistema de suspensión | 33 |
| 4.5.1 | Tipos de sistema de suspensión | 34 |
| 4.5.1.1 | Conexión directa chasis – basculante..... | 34 |
| 4.5.1.2 | Sistema básico de bieletas..... | 35 |
| 4.5.1.3 | Sistema de bieletas con el balancín situado en el basculante. | 37 |
| 4.5.2 | Comportamiento buscado | 38 |
| 4.5.3 | Elección del sistema..... | 41 |
| 4.6 | Desarrollo del sistema de suspensión | 42 |
| 4.6.1 | Inputs..... | 42 |
| 4.6.1.1 | Basculante..... | 45 |
| 4.6.1.2 | Amortiguador..... | 45 |
| 4.6.1.3 | Bieletas | 46 |
| 4.6.1.4 | Datos finales | 47 |
| 4.6.1.5 | Outputs..... | 48 |
| 4.7 | El squat | 61 |
| 4.7.1 | Transferencia de carga (peso)..... | 61 |
| 4.7.2 | Squat y hundimiento (dive)..... | 63 |
| 4.7.2.1 | Transmisión por cardan | 63 |
| 4.7.2.2 | Transmisión por cadena | 67 |
| 4.7.3 | Conclusiones | 73 |
| 5 | EL BASCULANTE | 75 |
| 5.1 | Historia | 75 |
| 5.2 | Monobrazo o doble brazo | 75 |
| 5.2.1 | Comparación estructural | 76 |
| 5.2.2 | Resumen | 79 |
| 5.3 | Análisis de necesidades | 80 |
| 5.4 | Selección de tipo y material según necesidades | 81 |
| 6 | DISEÑO PRELIMINAR | 86 |

| | | |
|------------|---|------------|
| 6.1 | Introducción | 86 |
| 6.2 | Diseño conceptual | 86 |
| 6.2.1 | Configuración geométrica | 86 |
| 6.2.1.1 | Parámetros geométricos | 87 |
| 6.2.1.2 | Bocetos | 89 |
| 6.3 | Selección de la geometría..... | 92 |
| 6.3.1 | Test de rigidez lateral | 94 |
| 6.3.2 | Test de rigidez torsional..... | 95 |
| 6.3.3 | Análisis | 97 |
| 6.3.4 | Conclusión | 109 |
| 6.3.5 | Diseño de anclajes y uniones | 109 |
| 6.3.5.1 | Eje del basculante | 109 |
| 6.3.5.2 | Anclaje del amortiguador | 110 |
| 6.3.5.2 | Anclaje para el eje de la rueda | 111 |
| 6.3.5.3 | Orejetas para el anclaje del rocker..... | 115 |
| 6.3.6 | Ajuste de diseño | 115 |
| 6.4 | Diseño estructural del sistema de suspensión trasera | 116 |
| 6.4.1 | Rocker | 116 |
| 6.4.2 | Bieleta | 118 |
| 6.4.3 | Elección de los rodamientos | 119 |
| 6.4.4 | Ensamblaje del sistema de amortiguación | 119 |
| 7 | ANÁLISIS EN ELEMENTOS FINITOS | 122 |
| 7.1 | Basculante..... | 122 |
| 7.1.1 | Cargas estáticas..... | 122 |
| 7.1.2 | Compresión máxima..... | 123 |
| 7.1.3 | Fuerza lateral trasera..... | 127 |
| 7.1.4 | Elección del acero..... | 129 |
| 7.2 | Balancín o rocker..... | 130 |
| 7.2.1 | Empotramiento en el agujero del amortiguador | 130 |
| 7.2.2 | Empotramiento en el agujero del rocker..... | 131 |
| 7.2.3 | Empotramiento en el agujero del link | 132 |
| 7.2.4 | Elección del aluminio | 133 |
| 7.3 | Link..... | 133 |
| 8 | CONCLUSIÓN..... | 135 |
| 9 | BIBLIOGRAFÍA | 136 |

Objetivo

El objetivo general que se pretende alcanzar con la realización de este proyecto, consiste en el diseño del sistema de suspensión trasera y diseño y cálculo estructural de un basculante de moto de competición de 125cc para su posterior fabricación y participación en la competición MotoStudent.

Más concretamente se pretende diseñar un sistema de suspensión con un buen comportamiento que facilite el manejo de la moto, y un basculante con una buena relación rigidez - peso. Todo ello ajustándose a un presupuesto dado y a unos márgenes de tiempo impuestos por la propia competición.

Para ello se estudiarán las distintas alternativas de suspensión trasera y basculante existentes en la actualidad en el mercado, analizando y valorando cada una de ellas, y comparándolas entre sí. Todo ello con el objetivo de dar con la mejor solución que permita alcanzar los fines perseguidos. Esto supone un intenso proceso de información, investigación y recopilación de información de diversas fuentes, que permitan obtener el conocimiento suficiente para poder realizar la elección de modo acertado.

Tras la elección del tipo y material del que se fabricará el basculante, se realizarán diferentes prediseños que serán valorados mediante herramientas de elementos finitos en busca del diseño que mejor se ajuste a las necesidades.

Una vez el prediseño haya terminado se procederá a realizar un estudio más detallado mediante elementos finitos del comportamiento del basculante ante diferentes situaciones de carga.

Por último solo faltará un diseño en detalle del basculante para su posterior fabricación. Cabe destacar que tras la fabricación del prototipo serán necesarios ensayos sobre él para la verificación de su buen comportamiento.

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, sistema de admisión y de escape, basculante, aerodinámica, dirección, 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.

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 pequeña cilindrada 125 2tiempos, que competirán con su evaluación pertinente, en unas jornadas que se llevarán a cabo inicialmente en las instalaciones de la Ciudad del Motor de Aragón. Para el propósito de esta competición, el 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 si misma es un reto para los estudiantes, donde estos 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 capacidades como ingenieros en comparación con los otros equipos de universidades de todo el mundo.

Fases de la competición

La competición tiene una duración de 18 meses en los que debemos plantear todo el escenario real de un equipo de motociclismo de competición. Para ello los equipos partimos de un planteamiento realista donde, una vez establecidos los componentes del mismo, se debía buscar apoyo externo y, sobre todo patrocinadores que aportaran la financiación necesaria y/o equipos, componentes, apoyo técnico, asesoría, 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: diseño. En esta fase, en la que nos encontramos actualmente, debemos diseñar completamente la moto de competición ciñéndonos a un reglamento técnico y organizativo, cumpliendo los plazos fijados por la Organización, y ajustándonos 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 distintos medios para la construcción de los componentes que lo requieran así como la compra de otros elementos, 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 una mínima competitividad de la moto durante la competición. Además también 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 y carrera), la Organización exigirá a los equipos ciertas justificaciones así como requisitos mínimos que deba cumplir la moto. Son 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 8 de Mayo del 2009.
- Presentación de diseño cerrado. Antes del 31 de Marzo de 2010 los equipos participantes presentarán a la Organización información gráfica en detalle del prototipo que será guardada por la Organización. Esta información deber 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.
- Los grupos presentarán un prototipo para que sea revisado por los inspectores conforme a los aspectos dimensionales y de seguridad que indica el reglamento técnico.
- Por otra parte realiza una mínima prueba de funcionamiento en parque cerrado. La prueba consistirá en una prueba de arranque y parada y de maniobrabilidad a derechas e izquierdas entre 10 conos situados a 3 m de distancia.
- También presentarán en el stand preparado por la organización los paneles informativo que consideren convenientes.
- El proyecto industrial será definido ante un jurado de expertos elegidos por la organización.
- Las pruebas de seguridad en banco pretenden ser una 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.
- Los 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

- Carrera en el circuito de Alcañiz en donde las motos serán probadas por pilotos de categoría promoción seleccionados por la organización y sorteadas entre ellos.

La competición de MotoStudent es sobre todo una competición ingenieril, no se puede resumir solo en una carrera. El ganador será el equipo que consiga la mayor cantidad de puntos en las distintas fases. La evaluación corresponderá en cada caso a un jurado designado por la organización, ésta es la forma en que se repartirán los puntos:

1. Proyecto industrial, 600 puntos en total como máximo divididos en:

- Diseño industrial: 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: 100 puntos

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

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

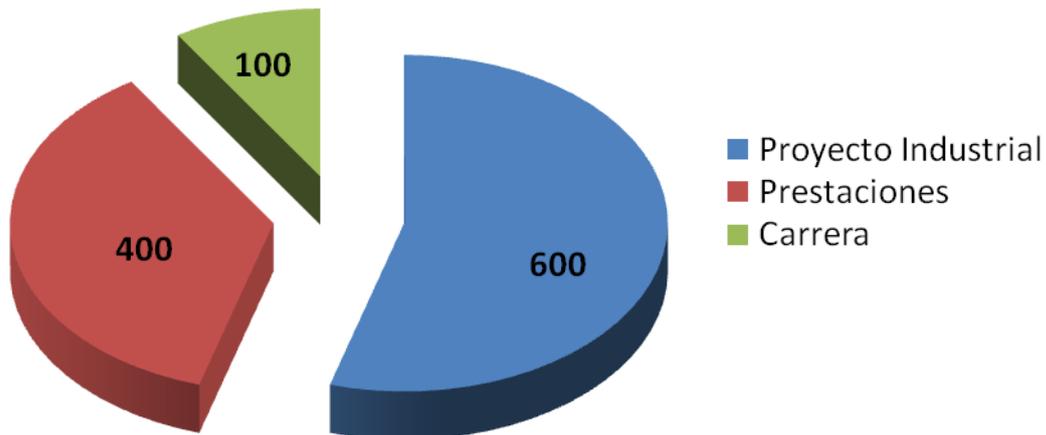
3. Carrera, 100 puntos como máximos para el vencedor:

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

30º

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

Puntos en juego en cada fase



Así pues, mediante este sistema de puntuación la intención clara de la Organización es premiar aquellos proyectos industriales y de diseño mejores, dando menos importancia a la carrera, donde pueden intervenir muchos factores que los participantes no controlan, por ejemplo la elección del piloto, que será elegido al azar entre unos candidatos proporcionados por la organización el mismo fin de semana de la carrera. Además se puede ver que dentro de la puntuación de la carrera las diferencias por puesto no son muy exageradas y se da mucha importancia al hecho de haber construido una moto capaz de correr y completar la prueba.

El equipo

El equipo que representa a la UPNa en esta competición, se constituyó en un principio con 11 estudiantes de esta misma universidad de las titulaciones de Ingeniería Industrial (II) e Ingeniería Técnica Industrial Mecánica (ITIM), si bien actualmente consta de un total de 14 estudiantes:

| Nombre | Titulación | Curso | |
|--------------------------|------------|-------|-------|
| Maite Apesteguía Amorena | ITIM | 3 | M |
| Javier Arana Santamaría | II | 5 | In de |

“Diseño y cálculo estructural del basculante y diseño del sistema de suspensión trasera de una motocicleta de competición”

| | | | |
|--|------|---|----------------|
| Maite Arbeloa Murillo | II | 5 | Pr |
| Ignacio Arenaza Borja | ITIM | 3 | Ba |
| Xabier Arteta Erviti | II | 5 | Fa pr |
| Ángela Cildo Guembe | ITIM | 3 | Es |
| María Cildo Guembe | ITIM | 3 | Es |
| Iria Coba Antón | II | 5 | Ch al |
| Joaquín Eransus Soba | II | 5 | In de |
| Ibai Irigoien Ulayar | II | 5 | De ge ca |
| Álvaro Larumbe Valencia | II | 5 | Pi |
| Ernesto Limousin Aranzábal | II | 5 | Ch |
| Miguel Ángel Urgelles Asensio | II | 5 | Ge |
| Unai Zabala Versteeg | II | 5 | Ae |

“Diseño y cálculo estructural del basculante y diseño del sistema de suspensión trasera de una motocicleta de competición”

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 los profesores de la UPNa:

José Sancho

Cesar Díaz de Cerio

Y ha sido inscrito por en la competición con el nombre de: ETSIIT-UPNa Racing.



Además disponemos de 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

A continuación se van a describir los datos de que se dispone para iniciar el diseño del sistema de amortiguación. Todo ello se encuentra relacionado con las pautas establecidas por la Organización, ya que es ella la que dispone las especificaciones de partida para el diseño de todas las motos que van a participar en la competición, estableciendo las limitaciones y libertades que se poseen para que la moto sea validada y pueda competir en el evento.

Reglamento técnico

La Organización ha establecido un reglamento técnico (Anexo II) que 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.

Por todo ello el primer paso a dar en la realización de este proyecto consistirá en el análisis detallado de dicho documento, para ser consciente de qué es lo que se puede y no se puede hacer respecto al diseño de la moto, y más concretamente del chasis. Por tanto este estudio deberá centrarse principalmente, en las partes del Reglamento referentes a todo aquel elemento o sistema relacionado con el chasis 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

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.

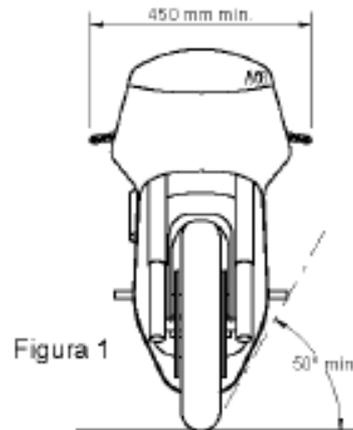
Requerimientos generales del diseño

Dimensiones

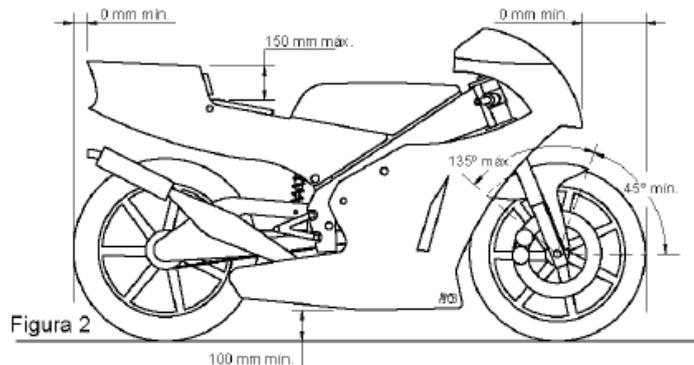
Las dimensiones de la motocicleta son libres exceptuando algunos requisitos básicos:

- 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.



- 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.



- 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.

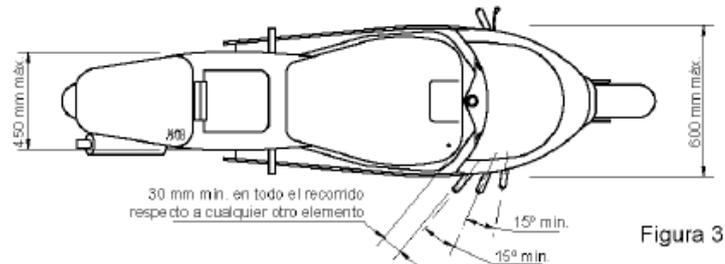


Figura 3

Pesos

El peso mínimo del conjunto de la motocicleta en orden de marcha incluido depósito, gasolina y líquidos en ningún momento de las pruebas deberá ser inferior a 90 kg. El peso se podrá verificar tanto al inicio, durante y al final de la competición. Esta permitido lastrar el vehículo para alcanzar el peso mínimo.

Ciclística

Bastidor

El diseño, el proceso y el material utilizado para la fabricación del bastidor es libre excepto las siguientes consideraciones:

- No está permitido fabricar el chasis en titanio ni en aleaciones de titanio.
- El bastidor definitivo a presentar en la competición deberá haber superado el proceso de homologación por parte de la organización.
- No se permite el uso de un chasis comercial ni tan siquiera una unidad modificada. Debe de tratarse de un chasis prototipo de fabricación propia.

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 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 15° medidos a cada lado del eje longitudinal de la motocicleta y deberá estar limitado por un tope a cada lado.

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.

Llantas y neumáticos

La organización suministra las llantas y neumáticos y se prohíbe su modificación, salvo en anclajes de disco salvaguardando en todo caso la rigidez de las mismas. Está prohibido el uso de titanio, aleaciones ligeras y compuestos de fibra en la fabricación de los ejes de las ruedas.

Los ejes de la rueda no podrán sobresalir de su alojamiento en sus extremos más de 30 mm.

Motor

Se deberá utilizar el motor entregado por la competición, el cual se entregara sellado y se prohíbe totalmente su manipulación interna.

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 fijara 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. Se habrá de 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 de 250 daN longitudinalmente a la motocicleta en los ejes de rueda delantera y otra vertical de 200 daK. No se admitirán deformaciones permanentes en la estructura del chasis.

Verificación de cotas generales

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

Componentes estándar

La Organización proporciona una serie de piezas que todos los modelos de motocicletas deben incorporar, en base a las cuales debe desarrollarse el resto del prototipo. Todo ello con el objetivo de proporcionar un punto de partida común para todos los equipos, que facilite de inicio el diseño global de la motocicleta, de modo que todos los prototipos se ajusten a una línea de trabajo orientativa y común, posibilitando una competencia objetiva entre los participantes.

Las piezas proporcionadas por la Organización son:

“Diseño y cálculo estructural del basculante y diseño del sistema de suspensión trasera de una motocicleta de competición”

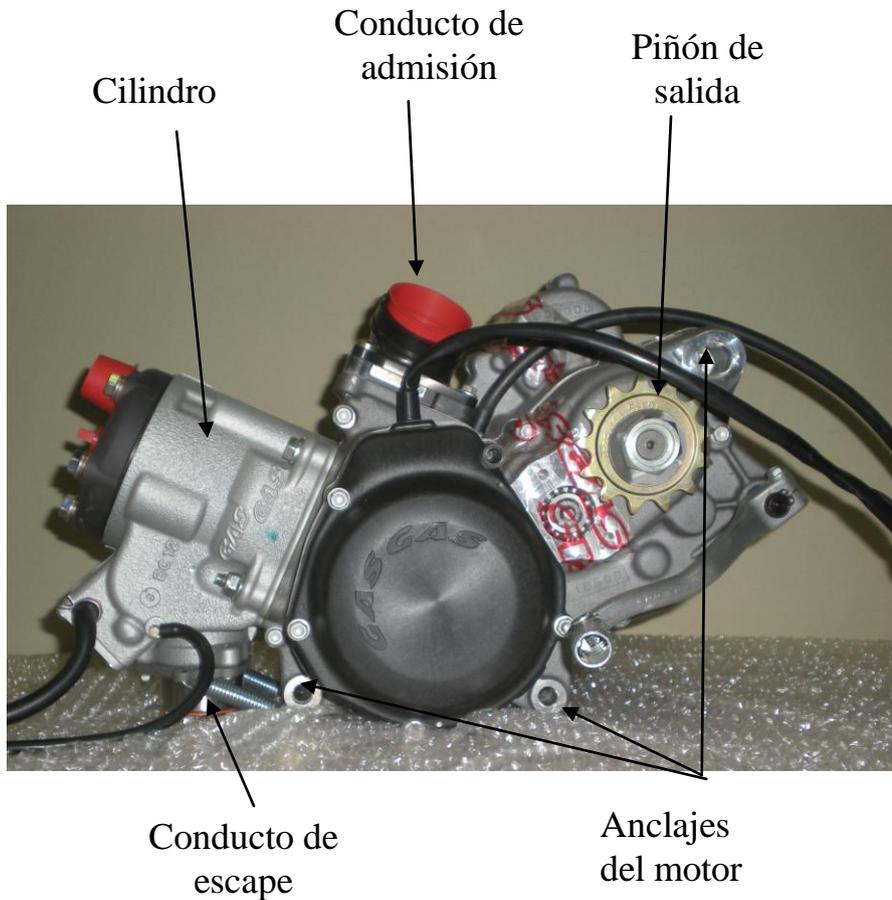
- Motor
- ECU
- Bujía
- Palanca de cambios
- Bobina
- Pipa
- Horquilla delantera
- Amortiguador trasero
- Sistema de frenos:
 - Bomba
 - Pinza delantera
 - Pinza trasera
 - Maneta
- Llantas
- Neumáticos

De entre ellas sólo algunas están en relación con el chasis objeto del proyecto. Por ello a continuación se aporta toda la información existente sobre ellas:

El motor

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

“Diseño y cálculo estructural del basculante y diseño del sistema de suspensión trasera de una motocicleta de competición”



El motor presenta la siguiente ficha técnica:

Marca: Gas Gas

Modelo: MEH 12-08

Tipo: dos tiempos

Número de cilindros: Uno

Refrigeración: líquida

Diámetro por carrera: 54 x 54,5

Cilindrada total: 124 cc

Encendido: electrónico: CDI (KOKUSAN FP 8050)

Arranque: a palanca

Embrague: multidisco en baño de aceite. Accionamiento hidráulico

Cambio: seis velocidades



Transmisión primaria: por engranajes

Caja de láminas: VForce 3

Válvula de escape: mecánica centrífuga



Los elementos más importantes del motor a tener en cuenta a la hora de diseñar el chasis son:

- Los anclajes: Al tratarse de un motor fabricado inicialmente para una motocicleta de enduro los anclajes se encuentran en su parte inferior, ya que 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 se 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 nos proporciona una horquilla en caso de utilizar este sistema de amortiguación delantera. La horquilla es la que monta la Yamaha yzf 125 cc.



Yamaha yzf 125cc

Amortiguador

Se trata de un amortiguador SACHS.



Llantas

La organización proporciona las mismas llantas a todos los equipos, estas son las que monta la derbi gpr de 50 cc.



Derbi gpr 50cc

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 95/70R17 y el trasero un 115/70R17.

“Diseño y cálculo estructural del basculante y diseño del sistema de suspensión trasera de una motocicleta de competición”



Neumáticos Dunlop

La suspensión trasera

Historia

El brazo oscilante trasero (comúnmente conocido como basculante) se ha impuesto totalmente como sistema de suspensión trasera y aunque está lejos de ser perfecto, resulta difícil pensar en una alternativa que pueda ser mejor. El basculante se impuso rápidamente al sistema plunger, que era técnicamente muy pobre, aunque fue muy popular en los años 50. Normalmente el basculante estaba formado por un tubo transversal que alojaba los rodamientos de giro y un par de tubos laterales que soportaban la rueda y los amortiguadores. Este diseño tan básico tenía una carencia clara de rigidez torsional y era necesario utilizar dos amortiguadores para evitar el par que producían las fuerzas de la suspensión. Para eliminar estos defectos, la relación más eficaz entre rigidez y peso se obtiene triangulando el basculante y conectando el vértice al amortiguador, tal y como lo patentó Vincent en 1928.

Más recientemente ha habido una tendencia hacia los sistemas de suspensión trasera por bieletas con un basculante triangulado por debajo del eje de giro y conectado al amortiguador a través de una bieleta. Normalmente, el propósito de todos estos diseños consiste en obtener unas constantes de muelle y de amortiguamiento progresivas a través de medios geométricos. Si la progresividad es deseable, esta puede ser una buena forma de conseguirla porque tanto la relación del muelle como la del amortiguador varían a la vez. Para conseguir este efecto progresivo, es necesario que una bieleta o palanca se incline un ángulo grande para un determinado movimiento lineal, y para ello este brazo de palanca debe ser pequeño. Todos los sistemas de bieletas tienen esto en común. Suponiendo que todos producen unos cambios parecidos en la constante efectiva del muelle (medida en el eje de la rueda), y que su peso y su rigidez son similares, ninguno de estos diseños tiene una ventaja especial sobre los demás, a pesar de lo que digan los fabricantes. Así, la elección de diseño quedará mejor determinada si nos basamos en consideraciones estructurales o de espacio. También resulta beneficioso que el sistema tenga el menor número posible de articulaciones.

Actualmente, existe mucha más variedad de suspensiones traseras (por lo menos en lo que al diseño de detalle se refiere) que de suspensiones delanteras. Básicamente todas ellas se basan en algún tipo de basculante, pero tenemos basculantes monobrazo y de dos brazos, podemos utilizar uno o dos amortiguadores, existe una gran variedad de sistemas de bieletas y algunos sistemas incorporan transmisión por cardan mientras que otros tienen que soportar el tiro de la transmisión por cadena.

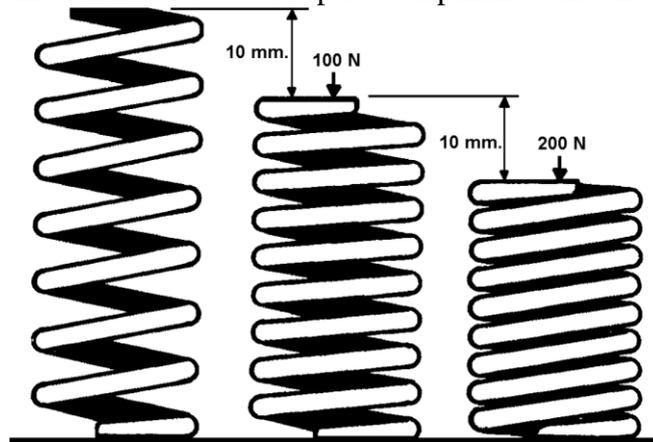
Otro aspecto que el diseñador de un basculante trasero debe tener muy en cuenta son las cargas que soportan los rodamientos del eje de giro. Con un sencillo basculante tradicional, controlado por un par de amortiguadores situados prácticamente verticales cerca del eje de la rueda, las fuerzas de la suspensión afectan muy poco al punto de giro. Sin embargo, en un diseño de sistema de bieletas estas cargas aumentan considerablemente. Generalmente, en una moto con transmisión por cadena, el tiro de

la misma crea cargas mayores que las de la suspensión, aunque tendremos que sumar ambas para obtener el efecto total.

El muelle

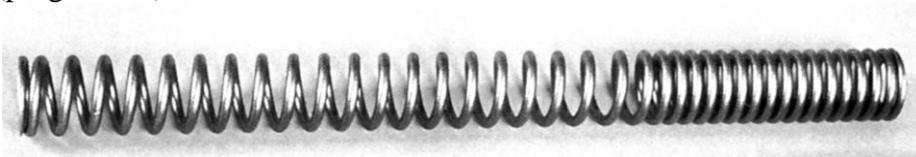
Constante efectiva del muelle

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 4.1 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)

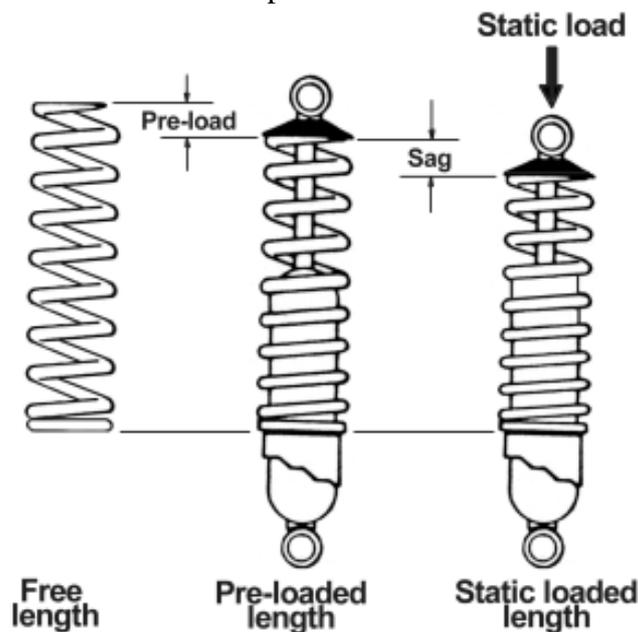


Muelle de constante variable

Precarga y hundimiento

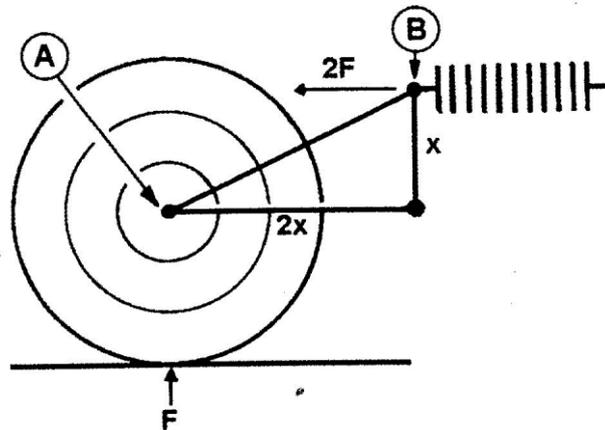
Cuando se monta un muelle en un amortiguador, se somete a un poco de compresión, incluso cuando está completamente extendido, con lo que precarga el muelle hasta cierto punto. Esta precarga se puede expresar en términos de la compresión lineal del muelle (mm) o en términos de la carga o fuerza necesaria para dar esa compresión. En términos lineales, la precarga es la diferencia entre la longitud libre del muelle y la longitud cuando está instalado en el amortiguador.

El hundimiento o sag es la compresión que se produce en el muelle cuando se aplica el peso estático de moto y el piloto. Pero también usamos la palabra para describir el hundimiento de la propia moto. Es habitual seleccionar arbitrariamente un punto de medición de referencia en algún lugar de la zona de debajo del asiento y aproximado a la vertical del eje de la rueda (siempre debe ser el mismo punto). La altura de este punto por encima del suelo, al ser sometidos a la carga estática, se conoce como la altura del asiento. La diferencia entre la altura del punto de referencia con la suspensión extendida y la altura del asiento estática es la compresión de la moto.

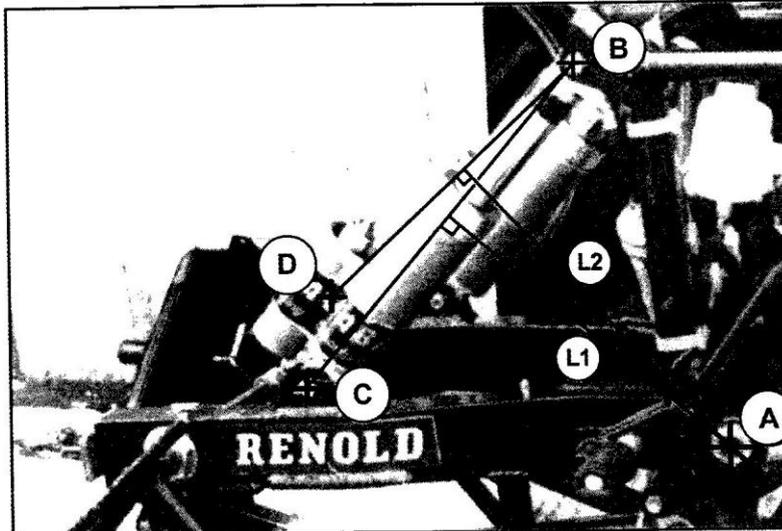


Precarga y carga estática

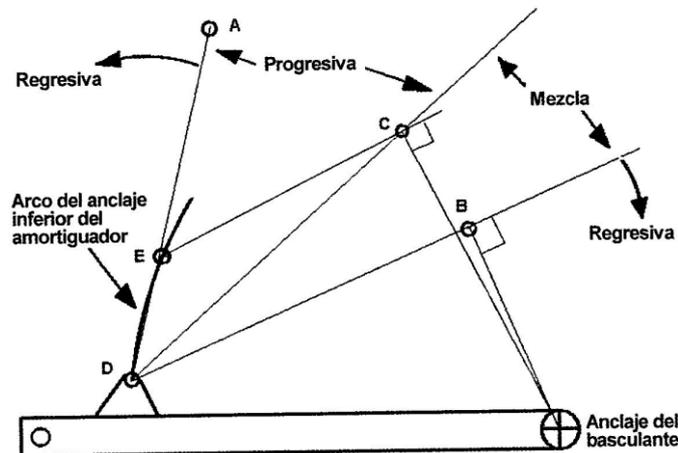
A no ser que el amortiguador esté montado vertical en el eje de la rueda, la constante en la rueda será diferente de la constante del amortiguador, normalmente será menor. De hecho la relación que existe entre estas dos constantes sigue una ley cuadrática, esto es, si el brazo de palanca tiene un valor que hace que el movimiento de la rueda sea el doble que el del amortiguador, entonces la constante real del muelle será cuatro veces la constante efectiva requerida en la rueda.



En esta época en la que el empleo de sistemas de bieletas es algo generalizado, a menudo se olvida que los sistemas más tradicionales también pueden producir características progresivas o regresivas, que se pueden ver en la siguiente imagen.



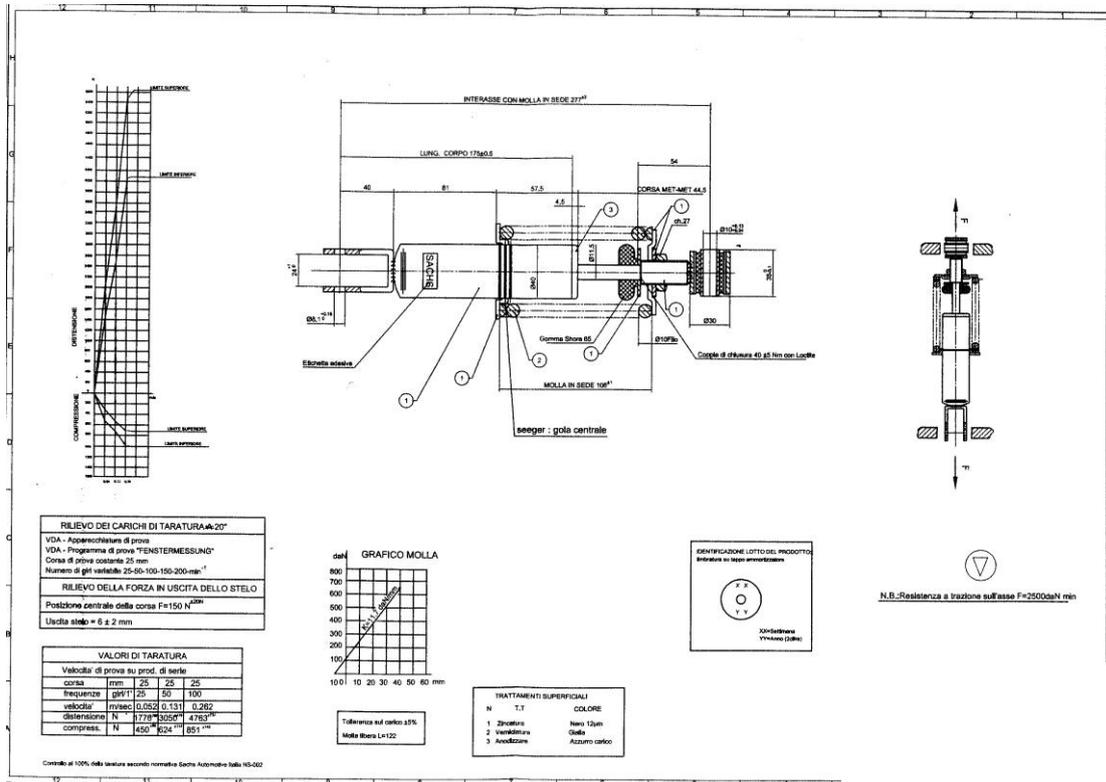
Cuando la suspensión está comprimida, la línea de la fuerza de la suspensión está a una distancia mayor del eje de giro del basculante y por lo tanto tiene un mayor efecto sobre el movimiento de la rueda. La diferencia de las constantes efectivas en la rueda sigue una ley cuadrática y, olvidando las lógicas imprecisiones al tomar medidas de una foto, es de un 11%. Si los amortiguadores están demasiado (o muy poco) inclinados, la variación de la constante a lo largo del recorrido de la suspensión podrá llegar a ser regresiva, esto es, la constante disminuye conforme aumenta la compresión. El rango de inclinaciones que da lugar a una acción progresiva puede definirse geoméricamente de forma muy sencilla, tal y como se explica en la figura siguiente, que muestra tres casos especiales de posiciones de montaje de un amortiguador de la misma longitud.



Definición de distintas posibilidades de colocación del amortiguador para producir determinadas características. 'A', 'B' y 'C' son distintas alternativas de montaje del extremo superior del amortiguador. 'D' 'E' marcan el recorrido del extremo inferior del amortiguador. Cuando el amortiguador está montado en 'A' 'C' existe una variación mínima del brazo de palanca y por lo tanto la constante elástica efectiva permanece constante. Si el extremo superior se ancla a la izquierda de 'A', la variación de la constante será regresiva, a la derecha será progresiva. 'B' y 'C' están definidos como los puntos de anclaje superiores en los que una línea desde ellos hasta el punto de giro del basculante es perpendicular al eje del amortiguador, 'B' es para la máxima extensión y 'C' para la máxima compresión. Cuando el anclaje superior está por debajo de 'B' entonces la acción es regresiva en todo el recorrido, pero si está entre 'B' y 'C' la parte inicial del recorrido será progresiva e irá cambiando a regresiva conforme se vaya comprimiendo la suspensión.

Nuestro amortiguador

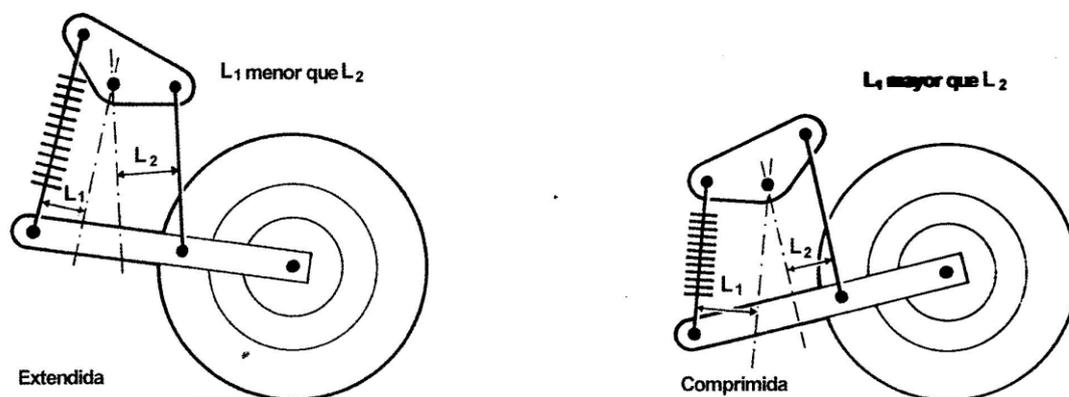
De nuestro amortiguador se puede dar poca información, no tiene regulación de compresión ni extensión, pero si podemos variar la precarga, el único parámetro que se puede modificar. En general podemos decir que es un amortiguador de mala calidad que no ofrece variaciones apenas y esto va a limitar el funcionamiento de la suspensión. Tiene una constante de 117 N/mm, con lo que intentaremos jugar hasta llegar a nuestro objetivo.



Sistemas de bieletas

Historia

En los primeros años 70 se comenzó a poner mucha atención en la mejora de los sistemas de suspensión, especialmente en motocross y enduro, donde hubo una rápida tendencia a aumentar muchísimo el recorrido de las suspensiones, que pasó de una media de 100 mm. a unos 305 mm. en un corto espacio de tiempo. Resultaba complicado conseguir unos movimientos tan grandes con la ubicación tradicional de los amortiguadores, situados verticales cerca del extremo del basculante, así que no resulta extraño que fuera en el sector de la moto de campo donde se comenzara a poner más atención en aquellos diseños que aplicaban algún tipo de palanca al amortiguador para reducir su movimiento longitudinal. Aparte de permitir utilizar un único amortiguador con un movimiento reducido, estos sistemas permitían un tremendo control geométrico de las propiedades de la constante del muelle. Se podía conseguir fácilmente progresividad, regresividad y combinaciones de ambas. La imagen siguiente muestra cómo los brazos de palanca pueden cambiar drásticamente cuando una bieleta corta gira un ángulo relativamente grande, dando lugar a una gran progresividad de la constante.



Ejemplo de sistema de bieletas. Debido a que la relación $L_1:L_2$ varía con el movimiento de la rueda, este sistema de suspensión trasera da lugar a una constante progresiva tanto para el muelle como para el amortiguador. La constante elástica efectiva en la rueda varía según el cuadrado de la relación anterior. En la posición extendida el lado conectado al basculante tiene mayor ventaja mecánica y por tanto la constante será más blanda que cuando el sistema está comprimido.

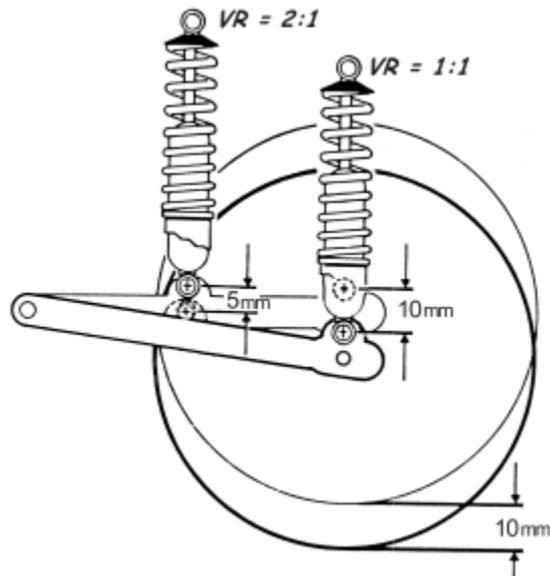
Constante de la rueda

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 $\frac{1}{4}$ la del muelle). De aquí sacamos las relaciones:

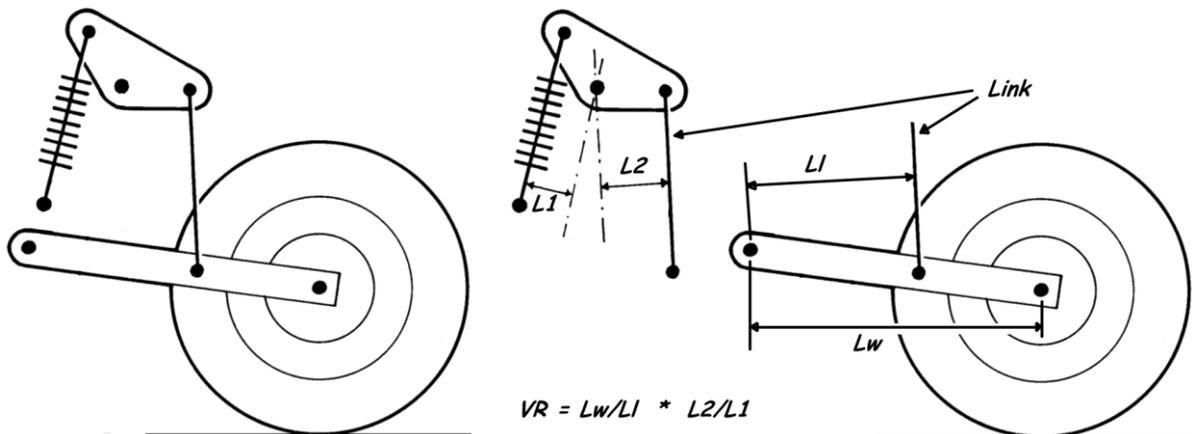
$$\begin{aligned} \text{Constante de la rueda} &= \text{Constante del muelle} / VR^2 \\ \text{Cte. muelle} &= \text{Cte. Rueda} * VR^2 \end{aligned}$$



El rango de movimiento vertical de la rueda depende de la posición del muelle, si está más hacia adelante, el rango aumenta, esto empezaron a hacer con las motos de monte para conseguir más rango de movimiento en la rueda trasera.

Para calcular la relación entre la constante de la rueda y la del muelle, en un sistema de bieletas tenemos que calcular la relación de velocidades. Se puede hacer de manera simple si consideramos el sistema como dos partes separadas, cada una con su propio VR. La de todo el sistema será simplemente el producto de ambas por separado. La figura 4.9 muestra como un sistema de balancín-bieleta simple puede separarse en un sistema balancín-amortiguador-bieleta y en otro rueda-bieleta. El VR total será:

$VR = Lw/Ll \cdot L2/L1$, este valor normalmente varía en todo el rango de movimiento dando una característica no lineal.

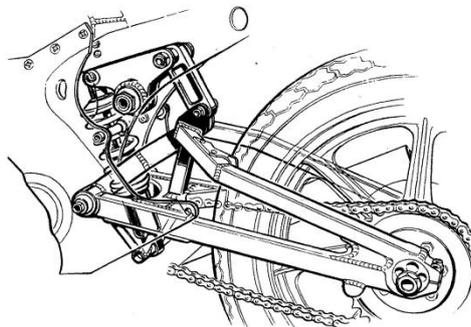


Estos sistemas daban a los fabricantes un nuevo campo donde investigar y hacer mercado, dando lugar a numerosas mejoras que realmente no tienen ninguna base y dan lugar a confusiones. Para comparar unos diseños con otros solo hace falta tener en cuenta unas pocas características:

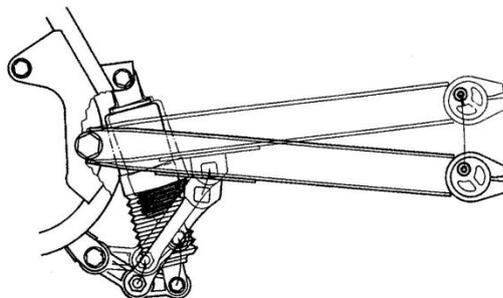
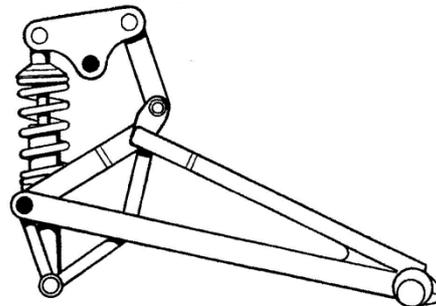
- Peso del sistema.
- Masa no suspendida.
- Integridad estructural. ¿Es suficientemente rígido y resistente?

- Características de la constante de muelle y de amortiguación. ¿Cómo varía la constante con la compresión de la suspensión?
- Compacidad. Normalmente el espacio es un factor de gran importancia, especialmente en la actualidad, con airbox de gran capacidad, etc. El amortiguador suele necesitar cierto flujo de aire para refrigerarse y sería ridículo montarlo cerca del calor que despiden el sistema de escape. Un requerimiento a menudo conflictivo consiste en montarlo lejos de la suciedad de la carretera, los impactos de la gravilla, etc. Muchos diseños son de la forma que son debido a cuestiones de espacio, aunque raramente se dice que sea por este motivo, es mucho mejor inventarse algún argumento que suene a avance tecnológico.
- El número de articulaciones. Cada una es una fuente de rozamiento y holguras, ambas cosas van en detrimento del buen comportamiento de la suspensión. Por este motivo es conveniente minimizar el número de articulaciones del sistema.

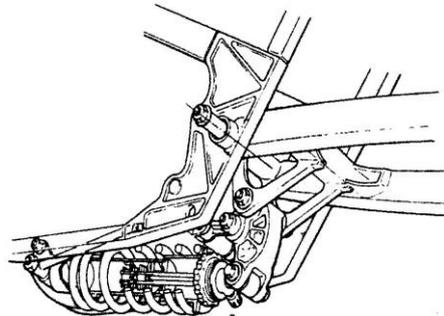
A continuación se pueden observar distintos sistemas de bieletas:



Kawasaki KR500

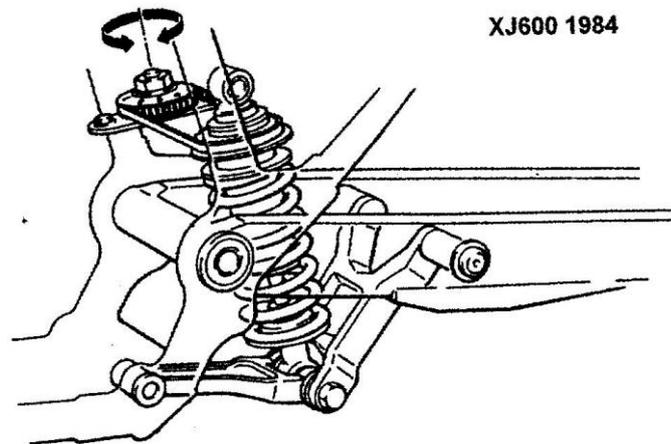


Sistema Uni-Trak de Kawasaki

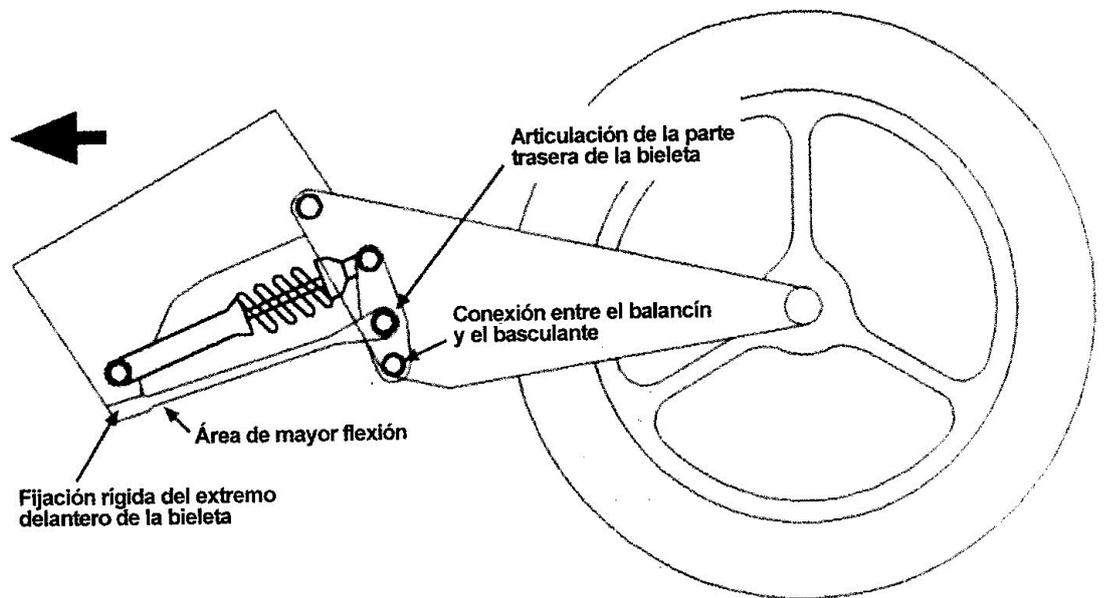


Yamaha RD500LC

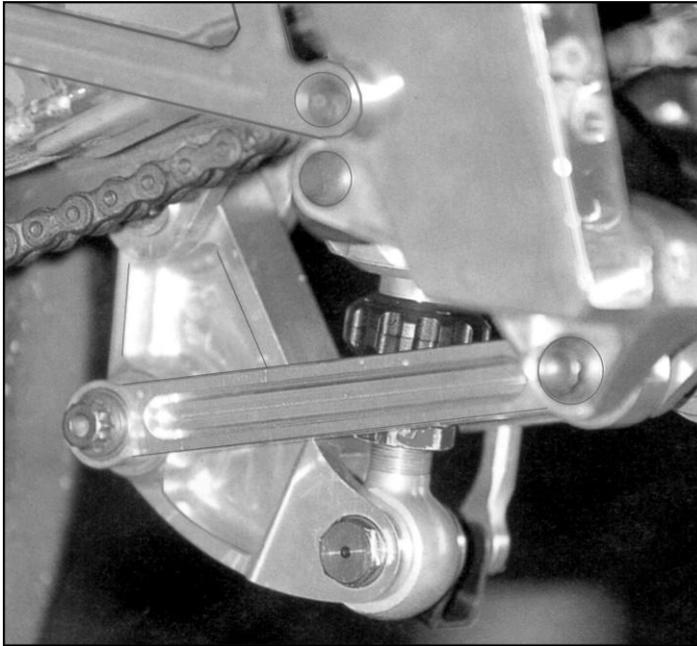
“Diseño y cálculo estructural del basculante y diseño del sistema de suspensión trasera de una motocicleta de competición”



Yamaha XJ600



Sistema patentado de la Tul-Aris, que aprovecha la flexión controlada.



Sistema de bieletas de una moto GP moderna

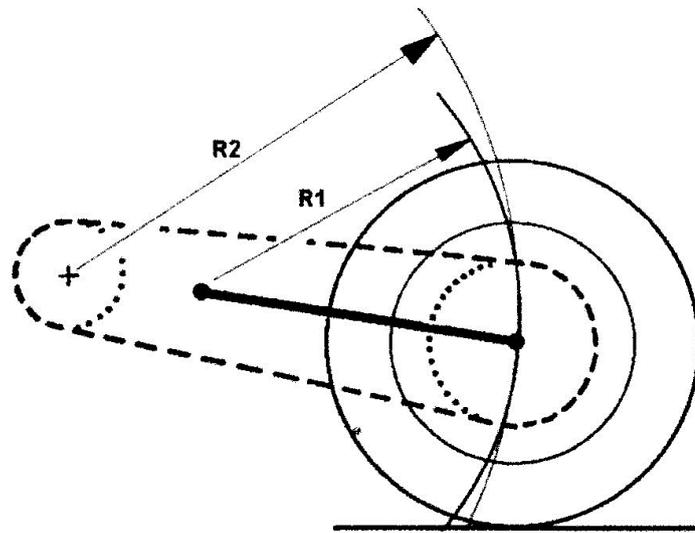
Efecto de la cadena

Existen tres aspectos principales del efecto de la cadena en el diseño de la suspensión trasera:

- Estructural: la fuerza de la cadena suele ser mucho más elevada de lo que puede parecer, es tres o cuatro veces superior que la fuerza de tracción del neumático hace sobre la carretera. El basculante y sus puntos de anclaje están sometidos tanto a la fuerza del neumático como a la fuerza de tracción, y por lo tanto la fuerza total está en el rango de cuatro a cinco veces la fuerza del neumático.

El sistema de ajuste de la rueda y los cojinetes o rodamientos del anclaje del basculante se deben diseñar teniendo estos valores en cuenta. El diseño de detalle en la zona de anclaje del basculante es el que a veces se diseña de forma pobre, dando lugar a un comportamiento dinámico de la moto muy malo en algunos casos. Cualquier flexión longitudinal en esta zona permitirá que el basculante se mueva hacia el lado de la cadena al aplicar la potencia, de forma que se introducirán en la dirección inputs no deseados ni planeados

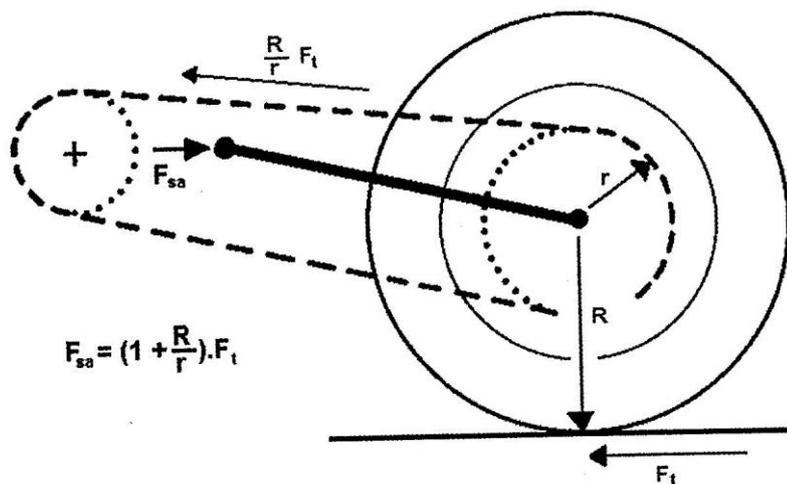
- Holgura de la cadena: varía a lo largo de la suspensión a no ser que el anclaje del basculante (virtual o real) y el del piñón de la cadena sean coaxiales, y a no ser también que existan piñones o rodillos adicionales. En la siguiente figura se puede apreciar:



El recorrido de la rueda sigue un radio más pequeño ($R1$) que el necesario para que la holgura de la cadena se mantenga constante ($R2$). Si el punto de giro del basculante es concéntrico con el piñón, los dos radios son iguales y la holgura de la cadena no varía. En muchos casos este tipo de construcción no es práctico. Se han diseñado varios sistemas para evitar la variación de la holgura de la cadena, pero muchos tienen grandes inconvenientes de espacio o complicaciones constructivas. Esto es algo que preocupa más en una moto de enduro por el largo recorrido de la suspensión.

- Anti-squat. Este efecto se cubre en un capítulo aparte.

Resumen de fuerzas:



Tanto la fuerza del neumático como la fuerza de la cadena actúan sobre el basculante y su punto de giro. En una primera aproximación, F_{sa} (fuerza del basculante) es igual a la expresión de la figura, dónde:

r = radio medio corona trasera

R = radio de la rueda trasera

F_t = fuerza de tracción del neumático.

Estamos ignorando el ángulo del basculante y la cadena, pero aún así, se tiene una buena indicación media a lo largo del recorrido de la suspensión.

Elección del sistema de suspensión

Cabe destacar que no hay una respuesta correcta para cada tipo de moto, es decir, no hay una fórmula que nos indique que tipo de suspensión es la que mejor nos va, si no que hay varios factores que influyen en la elección, como pueden ser el confort ante pequeños baches, almacenamiento de energía en el bache (importante que no haya rebotes). El piloto es un factor muy importante, ya que no responde cada persona igual a las reacciones de la moto.

A la hora de elegir el sistema de suspensión adecuado, tuvimos en cuenta los siguientes factores de comparación:

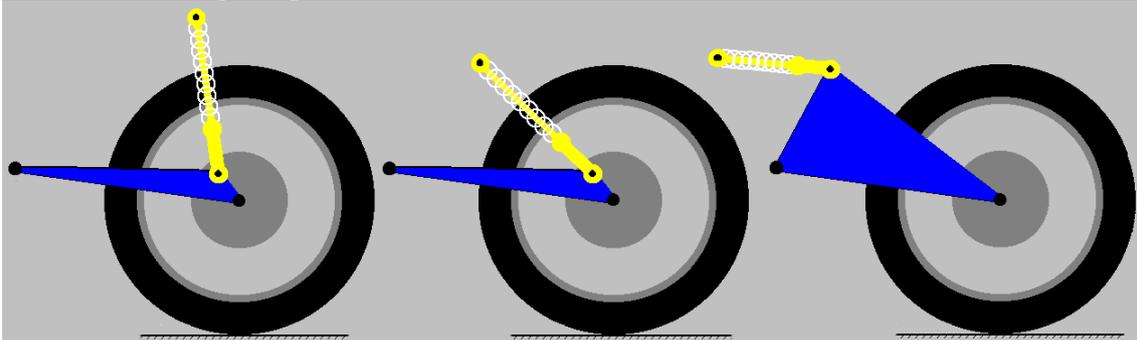
- **Peso del sistema:** valoraremos aquel que menos pese, pero no es el requisito más importante, ya que la motocicleta debe llegar a tener un peso mínimo de 90 kg, así que daremos más importancia a otros factores
- **Masa no suspendida.** Interesa que sea la mínima posible.
- **Integridad estructural.** ¿Es suficientemente rígido y resistente? (este punto lo trataremos más adelante, a la hora de diseñar el basculante)
- **Características de la constante de muelle y de amortiguación.** ¿Cómo varía la constante con la compresión de la suspensión? Tenemos que valorar que comportamiento de la moto nos interesa, adecuándolo según las características del muelle que tenemos.
- **Compacidad.** Normalmente el espacio es un factor de gran importancia, especialmente en la actualidad, con airbox de gran capacidad, etc. Va a ser uno de los factores más importantes a tener en cuenta, ya que es una zona complicada, en la que puede haber muchos conflictos con el espacio (paso de la cadena, zona de anclaje del amortiguador...)
- **El número de articulaciones.** Cada una es una fuente de rozamiento y holguras, ambas cosas van en detrimento del buen comportamiento de la suspensión. Por este motivo es conveniente minimizar el número de articulaciones del sistema.

Tipos de sistema de suspensión

Vamos a ver las distintas formas que tenemos de colocar la suspensión trasera, y que nos puede aportar cada una de ellas.

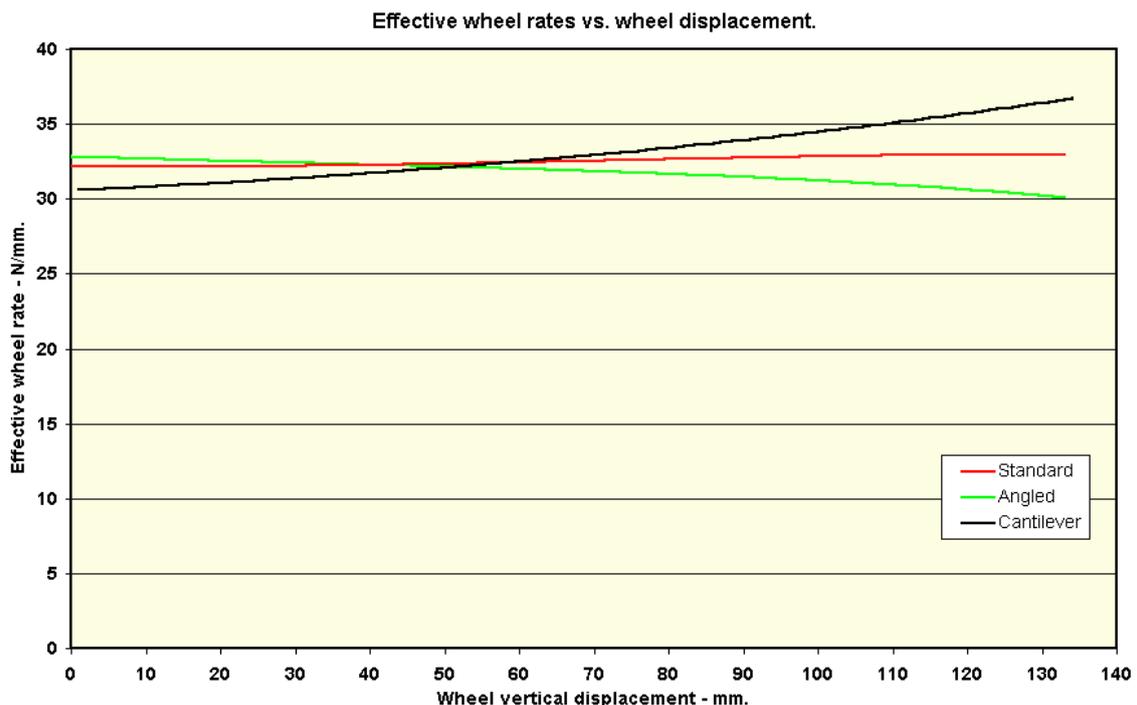
Conexión directa chasis – basculante

En primer lugar, tenemos el amortiguador colocado directamente entre el basculante y el chasis, sin ningún tipo de bieleta:



En la imagen de la izquierda, vemos el amortiguador situado casi en el eje trasero de la rueda (standard), y de forma bastante vertical. En medio podemos observar el amortiguador anclado en la misma zona del basculante, pero esta vez de forma más inclinada (angled) y por último, tenemos el amortiguador prácticamente horizontal, y más elevado que los dos casos anteriores (cantilever). Para que sea comparativo, se han arreglado los parámetros para que tengan el mismo recorrido de suspensión, la misma capacidad de absorción de energía y la misma cantidad de sag (hundimiento del muelle).

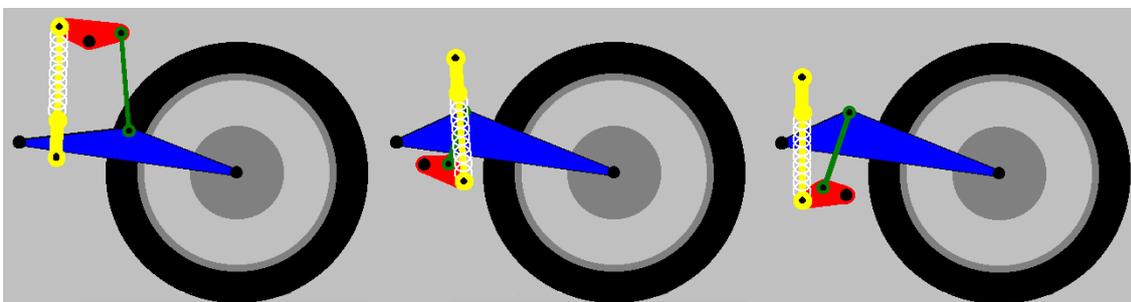
En la gráfica siguiente podemos ver cuál sería el resultado de estos sistemas tan sencillos:



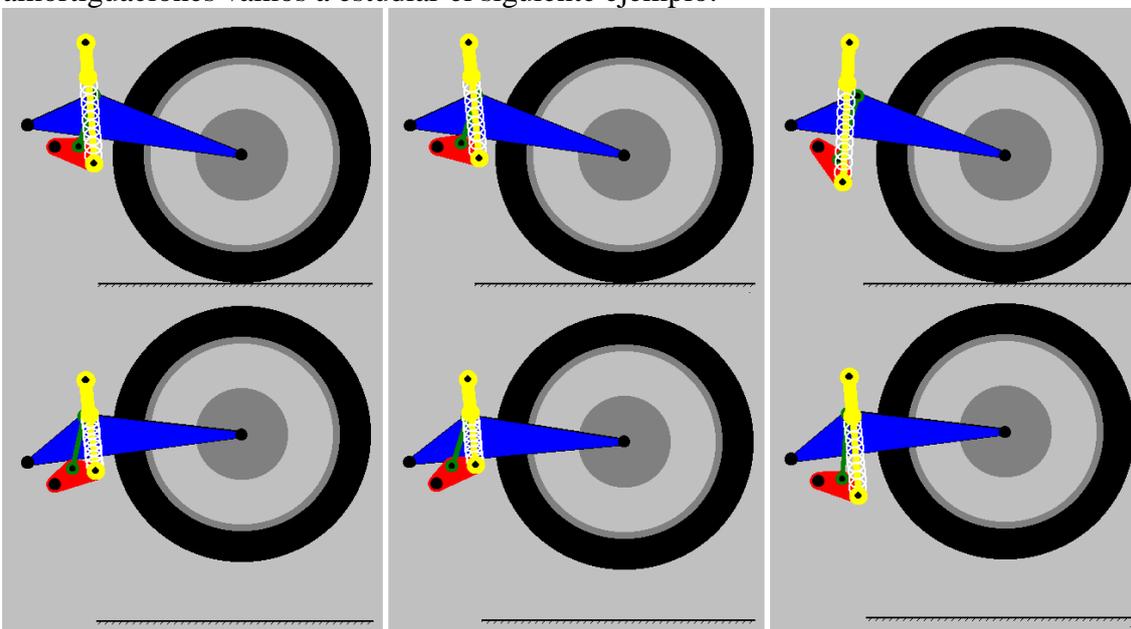
El punto principal a tener en cuenta en estos ejemplos de montaje directo al basculante es que, pese a ser los de montaje y funcionamiento más sencillo, es difícil conseguir algo más que una pequeña variación de la constante de la rueda en el rango de compresión del muelle.

Sistema básico de bieletas

A continuación vamos a ver el comportamiento de la suspensión con bieletas y balancines. Hay muchas formas distintas y muchas veces se trata simplemente de las condiciones de espacio disponible lo que determina la disposición exacta. En general, es posible lograr características similares con cualquier disposición mediante la selección de las dimensiones adecuadas de los componentes principales. A continuación, tres ejemplos de una infinidad de diseños:

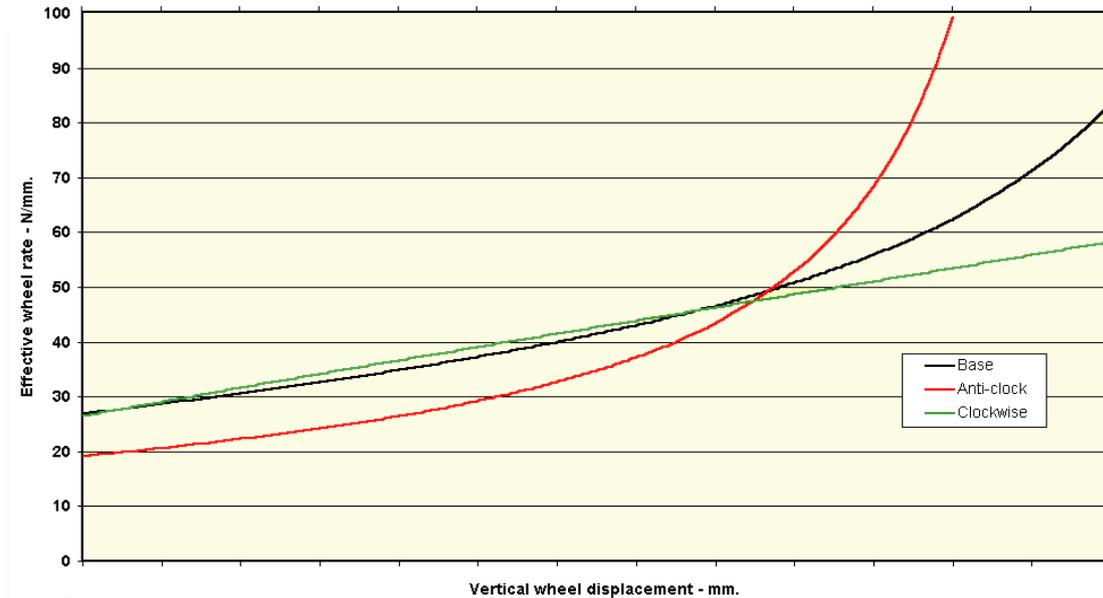


Para ver cómo influyen algunos pequeños cambios en la configuración de este tipo de amortiguaciones vamos a estudiar el siguiente ejemplo:

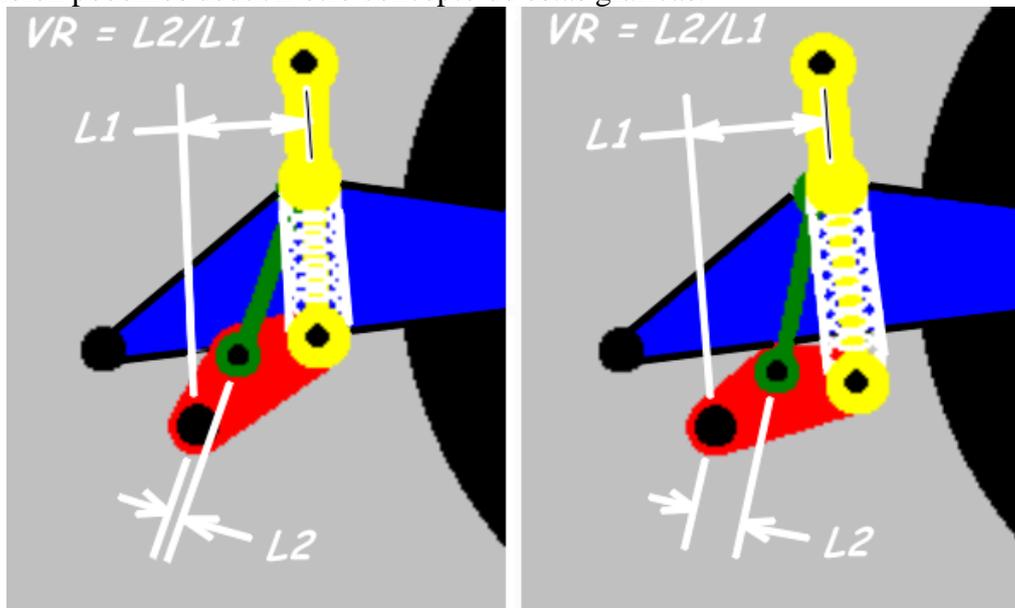


En primer lugar, tenemos la posición básica, en medio, el rocker a rotado debido a que se ha acortado la longitud del link y del amortiguador (para mantener la posición del piloto) y a la derecha el rocker ha girado en sentido contrario a la anterior (alargando el link y el amortiguador). Las ilustraciones inferiores muestran las suspensiones en su momento de compresión máxima.

Al igual que en el ejemplo anterior, las condiciones son las mismas para que el análisis sea comparativo.



Esto pone de manifiesto que el caso con el amortiguador y el enlace más cortos tienen un carácter altamente progresista que realmente surte efecto a partir de unos 90 mm. de compresión. Es interesante observar que al modificar alargando el link y el amortiguador se pierden estas características tan progresivas, se suaviza la curva. Para ver por qué las características cambian tanto en el caso a la izquierda tenemos que mirar más de cerca la posición oscilante hacia el final del movimiento. También podemos deducir otro concepto de estas gráficas.



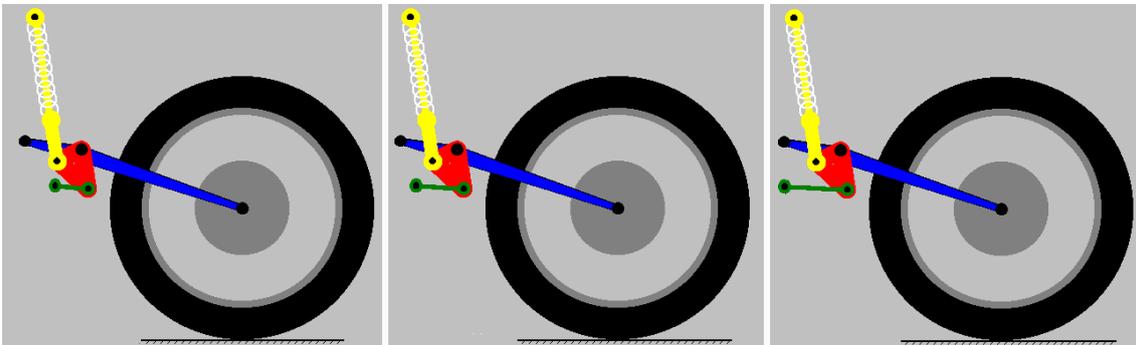
Podemos observar que en este caso la relación de velocidades es igual a $L2/L1$. Tenemos la fórmula que relaciona las constantes del muelle y de la rueda: $Cte. \text{ de la rueda} = Cte. \text{ muelle} / VR^2$. En este caso, la relación de velocidades tiende a ser cero, ya que $L2$ disminuye hasta convertirse prácticamente en cero, lo que explica que la gráfica tienda hacia el infinito. Esto significa que la fuerza necesaria para mover la

rueda es infinita, o lo que es lo mismo, es imposible seguir moviendo la rueda. El significado real de esto es que el eje del balancín y los dos extremos del link están en línea, evitando que la rueda se mueva más. Esta es una situación de bloqueo que los diseñadores deben evitar a toda costa.

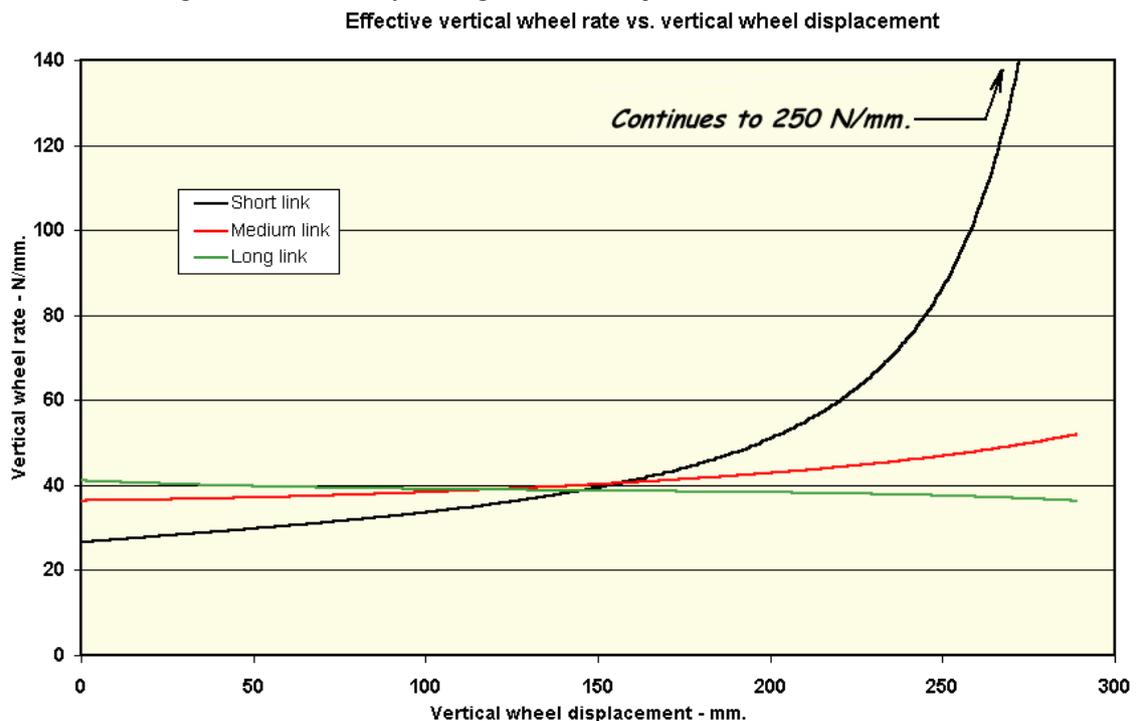
Estos tres casos del mismo diseño básico nos permiten demostrar hasta qué punto puede lograrse una amplia gama de características mediante cambios relativamente pequeños en el detalle del diseño.

Sistema de bieletas con el balancín situado en el basculante.

Por último, tenemos el caso en el que el rocker o balancín está montado directamente sobre el basculante. En la siguiente figura se puede ver una configuración con pequeñas variaciones:



Como ejemplo de esta clase de suspensión de diseño vamos a considerar un diseño especial, similar al utilizado en algunas Hondas. Para tener una idea de cómo las características se pueden ajustar en un rango amplio, la única diferencia entre los tres casos es la longitud del enlace y su lugar de montaje.



Se puede observar que la bieleta corta les brinda un efecto altamente progresivo y la de tamaño medio produce un efecto ligeramente progresivo. El caso de la más larga en cambio, se aprecia un carácter regresivo, en otras palabras, la tasa efectiva disminuye con la compresión del muelle (se vuelve más blanda). Así se puede observar que se pueden lograr casi cualquier fuerza y propiedades de desplazamiento deseadas con este diseño básico con sólo hacer pequeños cambios en los componentes.

Comportamiento buscado

La elección del sistema deseado se antoja complicada, no hay una fórmula que nos diga cuál es la mejor solución para nuestro caso. La amortiguación de la moto no tiene la única función de aislar la moto y el piloto de los baches, sino que plantea otras muchas demandas, por ejemplo, en una curva el piloto y la moto sufren una carga adicional de entorno al 50% incluso en una carretera perfectamente lisa, también existen efectos de transferencia de carga tanto en frenada como en aceleración e incluso una moto puede tener que estar preparada para amortiguar un salto, y que todo ello sea de la forma más cómoda posible para el piloto.

A la hora del diseño, el factor más importante a tener en cuenta va a ser la constante efectiva de la rueda, que es lo que refleja el comportamiento de la suspensión, y de la moto en definitiva, a la hora de tomar un bache o recibir simplemente una fuerza en la rueda.

No es fácil saber cuál es la constante efectiva buscada, ya que esto se basa en la experiencia, en hacer algo, probarlo y ver cómo funciona, viene a ser el clásico prueba-error. Si que nos podemos hacer una idea de lo que buscamos, pero encontrar el valor exacto requiere tiempo y experiencia. Para empezar, vamos a tomar una motocicleta de referencia y vamos a estudiar su comportamiento estático, con lo que intentaremos aproximar nuestro valor de la constante al calculado.

Para ello tenemos que tomar como referencia una motocicleta similar a la que queremos construir. Las motos comerciales están diseñadas para que sean cómodas y fáciles de conducir, mientras que en las de competición se busca más agresividad aunque el manejo sea más complicado.

La motocicleta que tomamos como referencia es la Honda RS 125, que ha participado en el campeonato de España de pre-GP, campeonato a nivel nacional en el que la moto ha tenido muy buenos resultados.

“Diseño y cálculo estructural del basculante y diseño del sistema de suspensión trasera de una motocicleta de competición”



Para analizar el comportamiento estático de la suspensión de dicha moto, nos ayudamos de dos básculas y en cada una apoyamos una rueda de la moto, con lo que observamos la carga aplicada en cada una. Después de ver la carga aplicada, medimos el hundimiento de la moto, y con esto sacamos el valor de la constante de la rueda:

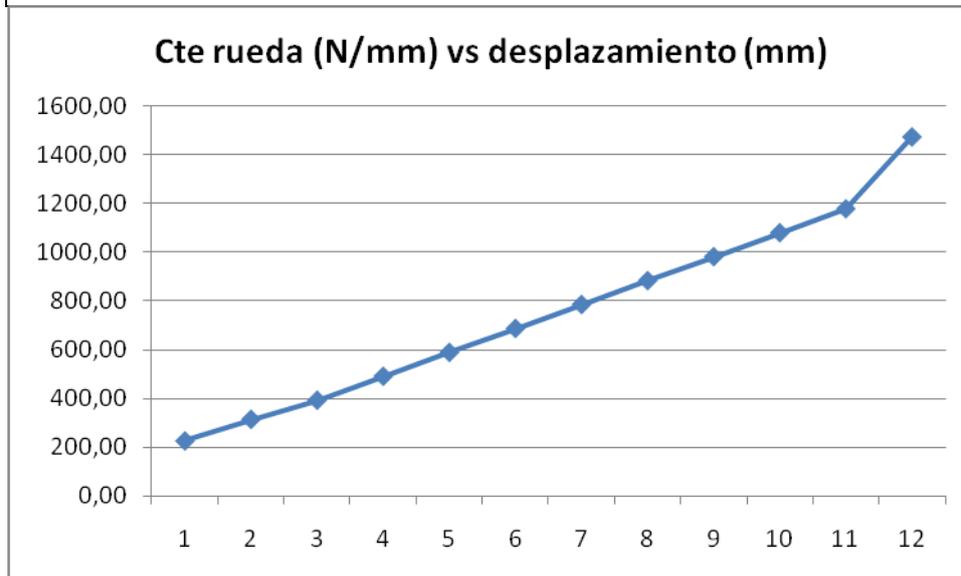


Constante de la rueda = variación de peso / hundimiento

Después de varias mediciones, estos son los datos obtenidos:

| Desplazamiento | Masa en rueda (kg) | Carga en rueda (N) | Cte. rueda (N/mm) |
|----------------|--------------------|--------------------|-------------------|
| 0,00 | 23,00 | 225,40 | |
| 5,00 | 32,00 | 313,60 | 17,64 |
| 10,00 | 40,00 | 392,00 | 16,66 |

| | | | |
|-------|--------|---------|-------|
| 15,00 | 50,00 | 490,00 | 17,64 |
| 20,00 | 60,00 | 588,00 | 18,13 |
| 25,00 | 70,00 | 686,00 | 18,42 |
| 30,00 | 80,00 | 784,00 | 18,62 |
| 35,00 | 90,00 | 882,00 | 18,76 |
| 40,00 | 100,00 | 980,00 | 18,87 |
| 45,00 | 110,00 | 1078,00 | 18,95 |
| 50,00 | 120,00 | 1176,00 | 19,01 |
| 65,00 | 150,00 | 1470,00 | 19,15 |



Estos datos son aproximados y pueden llevar error (imprecisiones en las mediciones) pero nos dan una buena idea del rango por el que varía la constante de la rueda. En el inicio, está en torno a 18 N/mm, y va aumentando hasta llegar a unos 20 N/mm (sin llegar al tope de compresión). Tomaremos estos datos como base para que nuestra suspensión trabaje cerca de estos valores, pero con algún cambio:

- La moto utilizada para las mediciones posee un amortiguador mucho mejor que el que disponemos nosotros, se puede regular la dureza de compresión y extensión, lo que permite suavizar los movimientos de amortiguación.
- Observamos que el valor es bastante lineal, sin embargo, al final de la gráfica se observa un aumento del valor de la constante, lo que requiere cierta progresividad. Debido a que no queremos que nuestra moto llegue al tope de la suspensión, vamos a dar más progresividad, para que al final del recorrido de la suspensión la dureza aumente y sea más difícil llegar al tope.

En definitiva, queremos una gráfica que empiece en torno a 18 N/mm y evolucione hasta unos 21 N/mm, empezando de forma casi lineal, pero con una pequeña curva final que eleve el valor más rápidamente.

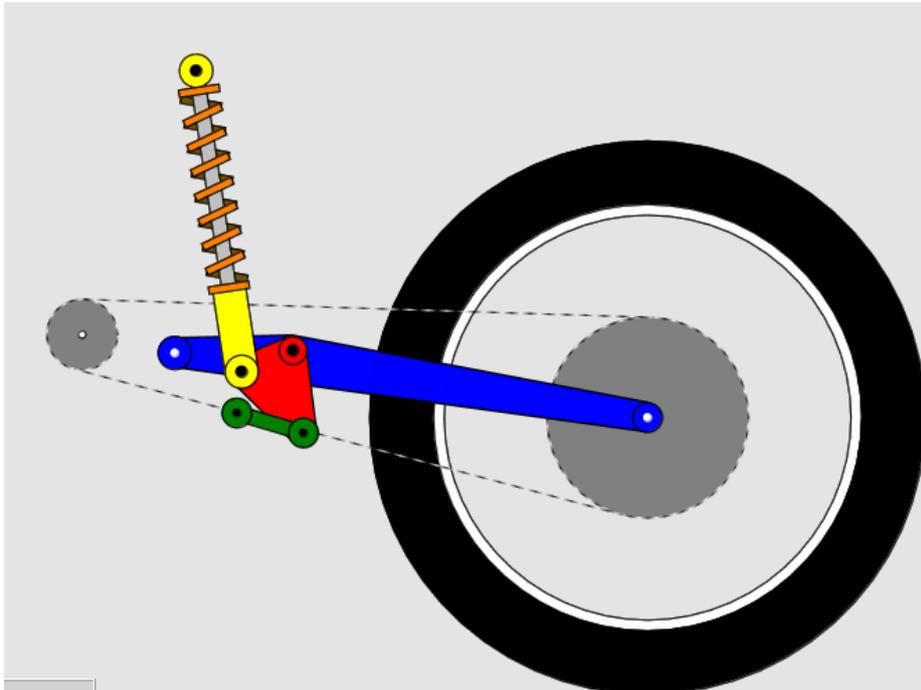
Elección del sistema

Tenemos que ver cuál de los sistemas de suspensión antes estudiados es el que nos interesa colocar, teniendo en cuenta nuestros deseos, vamos a valorar los pros y los contras de cada uno de ellos:

- Anclaje directo al basculante: este sistema tiene la gran ventaja de su simplicidad, que nos simplificaría la fabricación y abarataría el coste, sin embargo, con este tipo de suspensiones se puede conseguir cierta progresividad, pero quizás no tanto como nosotros deseamos en la parte final.
- Sistema tradicional de bieletas: este tipo de sistemas te permite jugar más con las progresividades, ya que alargando o acortando la biela únicamente se pueden conseguir grandes variaciones en la gráfica de la constante de la rueda. La pega de estos sistemas es que son más complejos que el anclaje directo, ya que ocupa más espacio y tiene mecanismos que hay que diseñar (y que aumenta el peso del sistema). El balancín requiere un eje que es bastante difícil de colocar que dificulta mucho la distribución del espacio
- Sistema de bieletas con el balancín anclado en el basculante: es muy parecido al anterior, nos permite aumentar el valor de la constante de la rueda en el último tramo y además el hecho de anclar el balancín al basculante nos simplifica un poco el tema del espacio.

Al analizar las tres opciones, vemos que la primera no puede ofrecernos lo que buscamos, por lo que la descartamos definitivamente. Entre las dos que nos quedan, es mejor anclar el balancín al basculante, ya que se simplifica el montaje del sistema, aunque realmente la base de ambos sistemas es la misma.

Por lo tanto, el sistema que mejor se adapta a nuestras necesidades es el de bieletas con anclaje del balancín en el amortiguador, similar al de la figura siguiente:



Desarrollo del sistema de suspensión

A la hora de llevar a cabo el diseño del sistema elegido, nos ayudamos de un programa informático específico de diseño de suspensiones, llamado Motorcycle kinematics,

elaborado por Tony Foale, experimentado diseñador de motos con muchos años y prototipos a sus espaldas.

Es un programa sencillo, en el que introduciendo y modificando una serie de inputs, obtenemos datos y gráficas del comportamiento del sistema en juego.

| Miscellaneous data | | |
|---------------------|-----------|-------|
| Front wheel weight | 10 | Kgf. |
| Rear wheel weight | 12.5 | Kgf. |
| Front wheel Mol | -1 | Kg.m2 |
| Rear wheel Mol | -1 | Kg.m2 |
| Load on front tyre | 95.2 | Kgf. |
| Load on rear tyre | 74.8 | Kgf. |
| Y coord of CG | 641.1 | mm. |
| Front tyre radius | 282.4 | mm. |
| Rear tyre radius | 296.4 | mm. |
| Rake angle | 23.4 | deg. |
| Fork offset | 32.15 | mm. |
| Wheel base | 1250 | mm. |
| Y ride height ref. | 720 | mm. |
| Trail | 87.2 | mm. |
| Wt. balance % - F/R | 56.0/44.0 | |

Close Update project

Inputs

Primeramente, en el módulo “Miscellaneous data” se introducen una serie de datos generales de la moto:

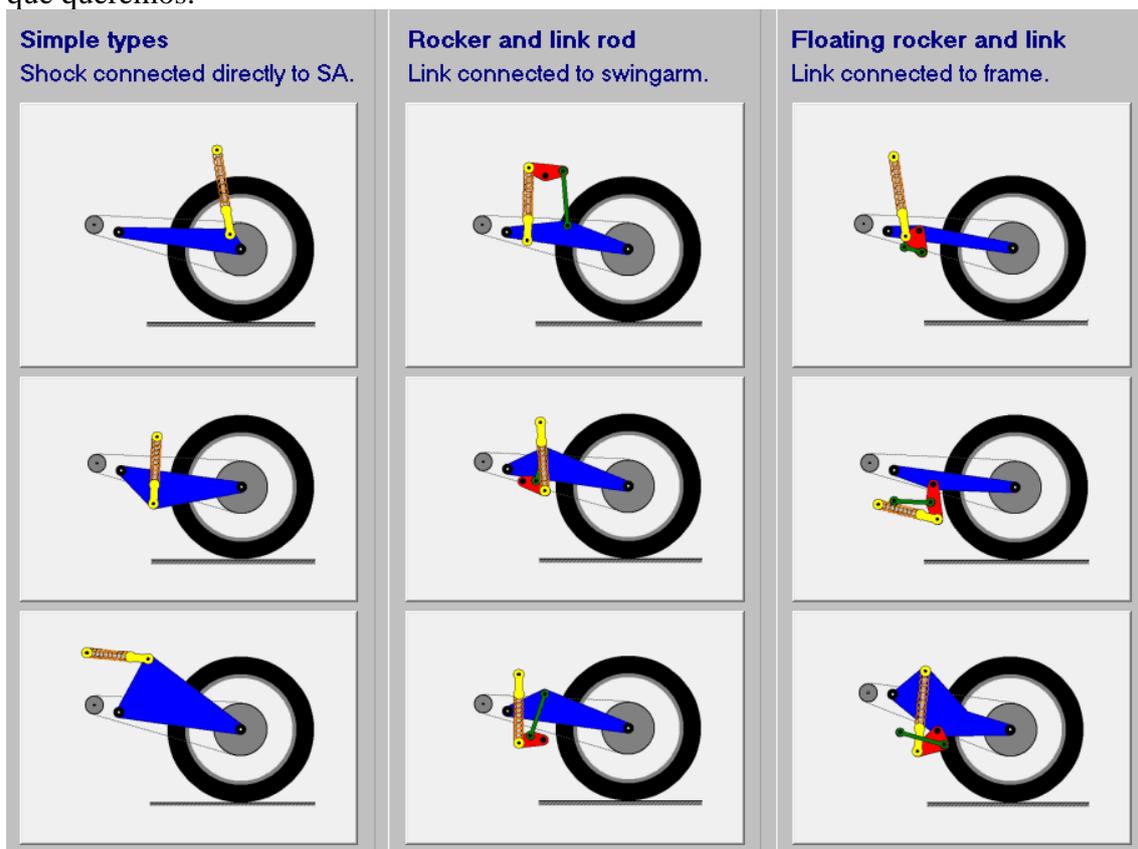
- Peso de la rueda delantera: 10 kgf
- Peso de la rueda trasera: 12.5 kgf
- Momento de inercia de las ruedas (es desconocido, introducimos el dato -1, para que el programa sepa que desconocemos el dato)
- Peso en la rueda delantera: 95.2 kgf
- Peso en la rueda trasera: 74.8 kgf
- Altura del CDG: 641.1

- Radio rueda delantera: 282.4 mm
- Radio rueda trasera: 296.4 mm
- Ángulo de lanzamiento: 23.4 deg
- Offset de la tija: 32.15 mm
- Distancia entre ejes: 1250mm
- Altura del asiento del piloto: 720 mm

Al recibir estos datos, el programa calcula el avance de la moto (87.2 mm) y el porcentaje de distribución de pesos (56% en la rueda delantera y 44 en la trasera).

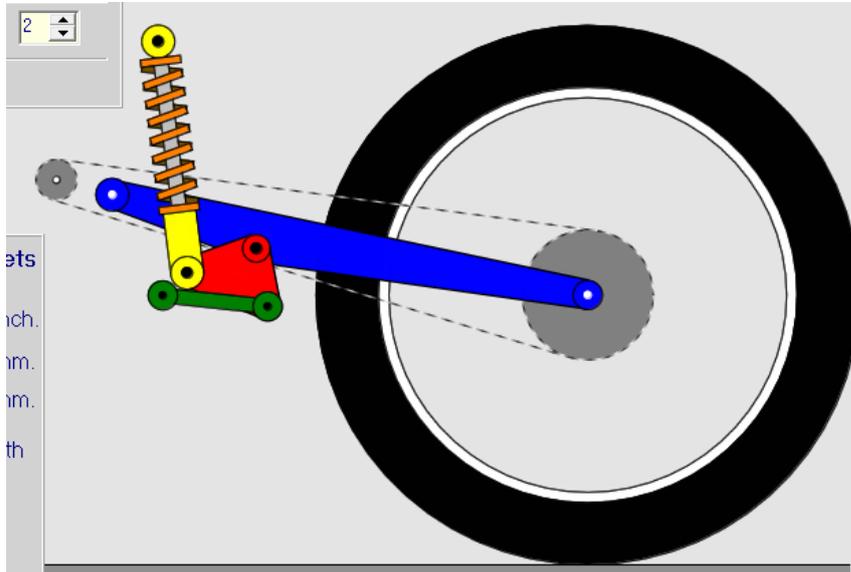
Esta serie de inputs han sido estudiados en el proyecto “Optimización de parámetros principales y cálculo de cargas en una motocicleta de competición” por parte de Ibai Irigoyen Ulayar.

Seguidamente, vamos al módulo “Rear suspension”, y elegimos el tipo de suspensión que queremos:



Aparecen los tipos de suspensión vistos anteriormente, amortiguador conectado directamente al basculante, sistema con la ballesta anclada al basculante, o al chasis. Nosotros vamos a optar por el primer tipo de sistema de ballestas con el balancín anclado en el brazo oscilante. Estas distribuciones de suspensión son orientativas, ya

que se pueden modificar los datos a nuestro gusto y convertirla en lo que nosotros deseemos.



Swing arm

| | | | |
|--------------|--------|-----|---|
| Pivot height | 406,59 | mm. | ? |
| Length (OA) | 530 | mm. | |
| Xb | 165,8 | mm. | |
| Yb | -25 | mm. | |

Alternative data

Datos a introducir:

1° Basculante:

- Altura del eje del basculante
- Longitud del basculante
- Xb e Yb son las coordenadas del anclaje del rocker en el basculante

Suspension unit

| | | | |
|---------------------|-----|-------|---|
| X coord - fixed end | 50 | mm. | ? |
| Y coord - fixed end | 575 | mm. | |
| Static length | 256 | mm. | |
| Maximum stroke | 30 | mm. | |
| Spring rate | 117 | N/mm. | |
| Spring preload | 5 | mm. | |

2° Unidad de suspensión:

- Coordenadas X e Y del anclaje del amortiguador en el chasis
- Longitud estática del amortiguador
- Máxima compresión
- Constante efectiva del muelle
- Precarga del muelle

Miscellaneous

| | | |
|----------------------|-------|------|
| Ride height | 830 | mm. |
| Weight on rear wheel | 74,8 | Kgf. |
| Rear wheel weight | 12,5 | Kgf. |
| Tyre radius | 296,4 | mm. |

3° Miscellaneous: son los datos introducidos en el módulo anterior, sólo que desde aquí puedes modificar alguno

| | | |
|---|-----------------------------------|-----|
|  Rocker and link  | | |
| X coord - link | <input type="text" value="55"/> | mm. |
| Y coord - link | <input type="text" value="296"/> | mm. |
| DE | <input type="text" value="80"/> | mm. |
| DF | <input type="text" value="65"/> | mm. |
| EF | <input type="text" value="95,2"/> | mm. |
| Link length | <input type="text" value="115"/> | mm. |
| Rocker orientation | <input type="text" value="2"/> | |
| Shock on SA | <input type="checkbox"/> | |

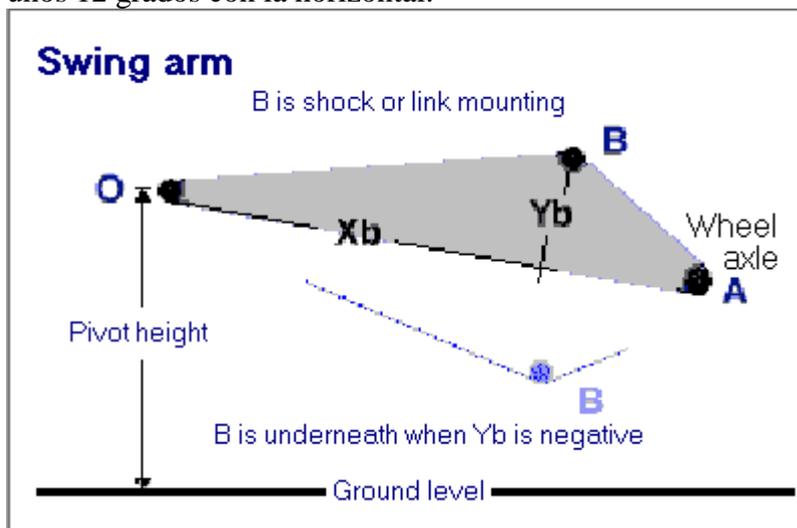
4º Balancín y bieleta

- Coordenadas X e Y del anclaje de la bieleta al chasis
- Dimensiones del balancín
- Longitud de la bieleta
- Orientación del balancín

Una vez vistos los datos necesarios para configurar nuestro sistema, se estudian los efectos que tienen las modificaciones en los datos sobre la gráfica de la constante de la rueda, para así saber cómo llegar a nuestro objetivo.

Basculante

Para las dimensiones del basculante se toma como referencia la RS125, ya que es una moto que ha sido evolucionada hasta crear una geometría óptima y es una buena fuente de información. El basculante tiene una longitud de unos 530 mm y el eje sobre el que pivota se encuentra a unos 405 mm sobre el suelo, formando el basculante un ángulo de unos 12 grados con la horizontal.



Amortiguador

Las posiciones de los anclajes del amortiguador y la bieleta se consensuan con los diseñadores del chasis, para que vayan acordes a las dimensiones del bastidor y no haya que hacer algún modelo que requiera anclajes que se salgan de las dimensiones de la estructura.

Para el anclaje del amortiguador se estima una altura de entre 520 y 600 mm y una posición en el eje X de -20 a 70 mm tomando como origen el eje del basculante, para poder colocar en el chasis un anclaje que no interfiera en la estructura principal del chasis. Después del estudio se opta por las coordenadas $X=50$ e $Y=575$.

En cuanto a la longitud estática del amortiguador, es la distancia entre el anclaje superior e inferior, en total 256 mm. La compresión máxima del muelle viene dada por la distancia entre el tope de goma y la base del émbolo, y viene condicionada por el valor de la precarga, que es la fuerza inicial que está soportando el muelle. Si aumentamos la precarga, disminuimos la longitud de compresión. La suspensión no nos interesa que sea muy blanda al inicio, por lo que colocamos la precarga en 5mm, lo que nos daría una fuerza inicial en el muelle de $117\text{N/mm} \cdot 5\text{ mm} = 585\text{ N}$ en el muelle harán falta para empezar a comprimirlo, lo que hace que la fuerza necesaria en la rueda para empezar a comprimir sea algo mayor que por ejemplo con una precarga de 3mm. Con esta precarga tendremos una longitud de compresión de 30 mm.

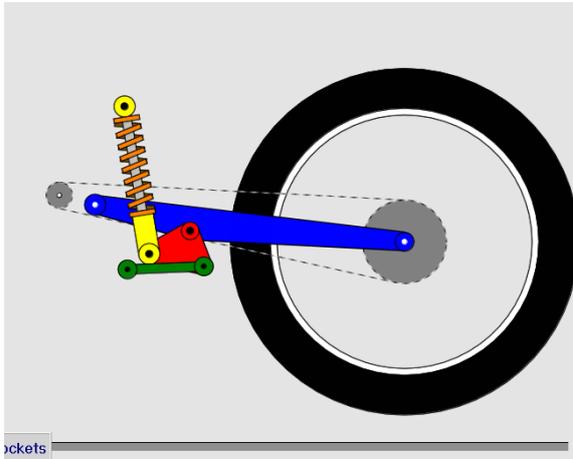
Bieletas

Esta es una de las partes más importante en cuanto al diseño de la suspensión, ya que el comportamiento de la misma va a depender de las dimensiones y posiciones del balancín y la bieleta. Modificando estos factores conseguiremos que la curva de los valores de la constante de la rueda se adapte a lo que buscamos.

El anclaje del link al chasis se sitúa en las coordenadas $X=55$ $Y=296$ mm, en la parte inferior del bastidor y finalmente va a tener una dimensión de 115 mm.

La posición del anclaje del balancín en el basculante es $X=165.8$ $Y=-25$ mm, sobre la línea que une el eje sobre el que pivota el basculante y el eje de la rueda. Se encuentra en este lugar porque es una zona intermedia entre la rueda y el eje del basculante, un factor muy importante es la compacidad del sistema, todo tiene que entrar en su sitio y poder moverse libremente, sin que haya contactos entre las distintas partes del sistema de suspensión, como pueden ser el basculante y el amortiguador o las propias bieletas entre sí.

A partir de aquí, se modifican las dimensiones de estos elementos para adaptar nuestro sistema a la curva deseada. Hay que tener en cuenta que se deben modificar los elementos de dos en dos, ya que si yo en una configuración tengo la rueda apoyada en el suelo, y por ejemplo modificamos la longitud del link, la rueda no va mantenerse en la misma posición que antes, así que tendremos que modificar otro parámetro, como por ejemplo la posición de su anclaje, para mantener la rueda en el suelo, de lo contrario, podría suceder que la posición natural de la rueda se modificase, y por ejemplo, bajaría la altura de la moto. En la siguiente figura, se puede observar que sucedería si aumentamos la longitud del link y no modificamos ningún parámetro más.

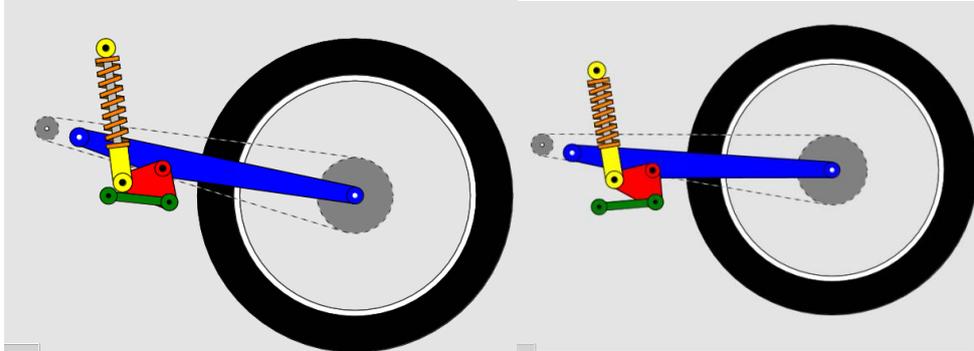


Datos finales

Llegamos a la conclusión de que cada cambio que hacemos en un factor de nuestro sistema de suspensión, afecta a otros, y por lo tanto no se pueden modificar independientemente unos de otros, si no que es la interacción entre todos ellos lo que nos lleva a nuestro resultado deseado. Finalmente, tras analizar todos los datos, obtenemos una curva que se aproxima a lo buscado para nuestra moto. Estos son los datos que nos han llevado hasta nuestro objetivo:

| Rear suspension type | | Rocker and link | |
|---------------------------|------------|--|----------|
| Floating rocker and link. | | X coord - pivot | 55 mm. |
| Swing arm | | Y coord - pivot | 296 mm. |
| Pivot height | 406.59 mm. | DE | 80 mm. |
| Length (OA) | 530 mm. | DF | 65 mm. |
| Xb | 165.8 mm. | EF | 95.2 mm. |
| Yb | -25 mm. | Link length | 115 mm. |
| Suspension unit | | Rocker orientation | 2 |
| X coord - fixed end | 50 mm. | Rocker | |
| Y coord - fixed end | 575 mm. | Shock end Link end | |
| Static length | 256 mm. |  | |
| Maximum stroke | 30 mm. | Pivot on swing arm D | |
| Spring rate | 117 N/mm. | | |
| Spring preload | 5 mm. | | |

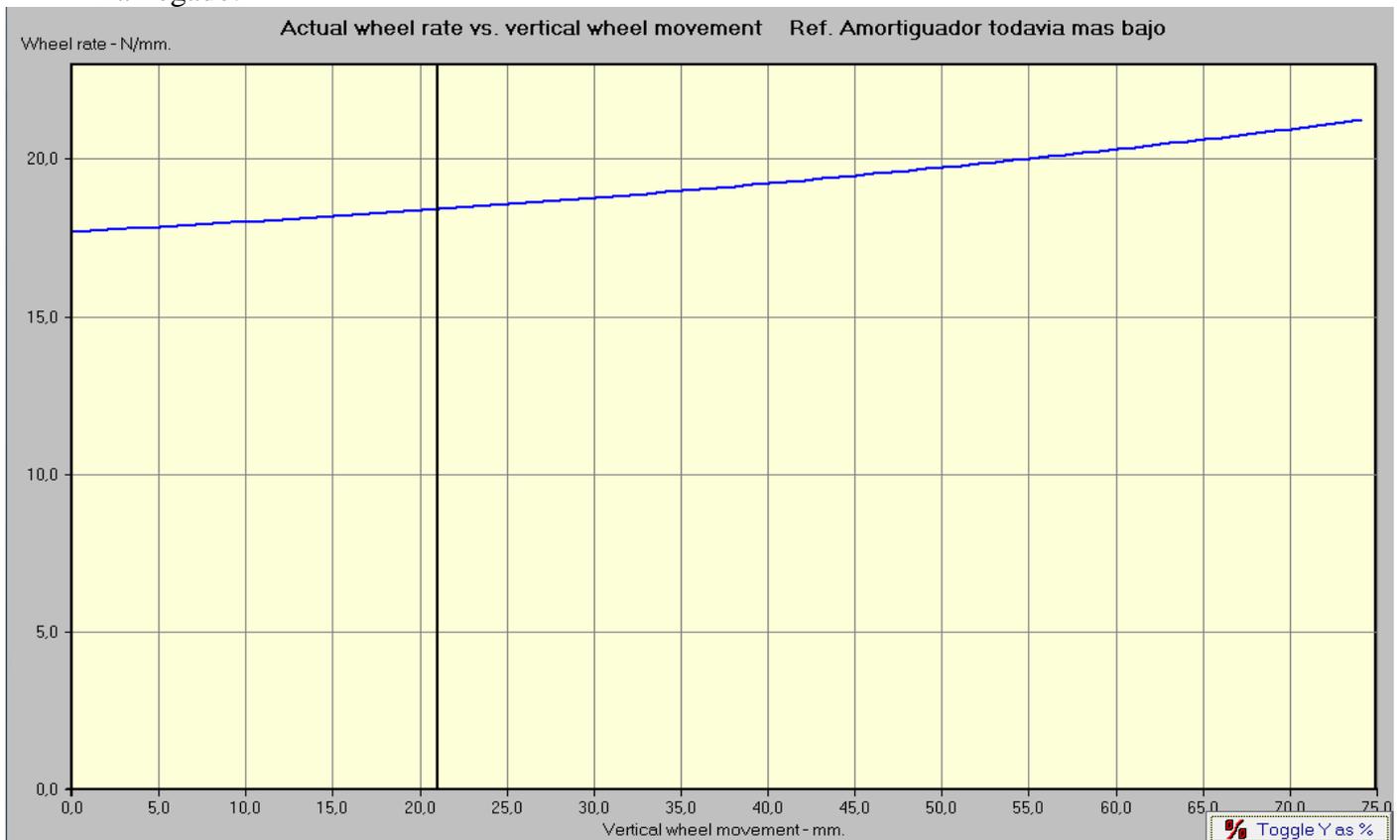
Este sería un esquema básico de cómo quedaría nuestra configuración de suspensión, con el amortiguador extendido y comprimido del todo:



La rueda se levanta del suelo 75mm en posición de compresión máxima (realmente no se levanta, si no que baja la moto). Es un valor correcto, ya que las motos de competición no tienen un rango amplio de suspensión, como pueden tener las de enduro.

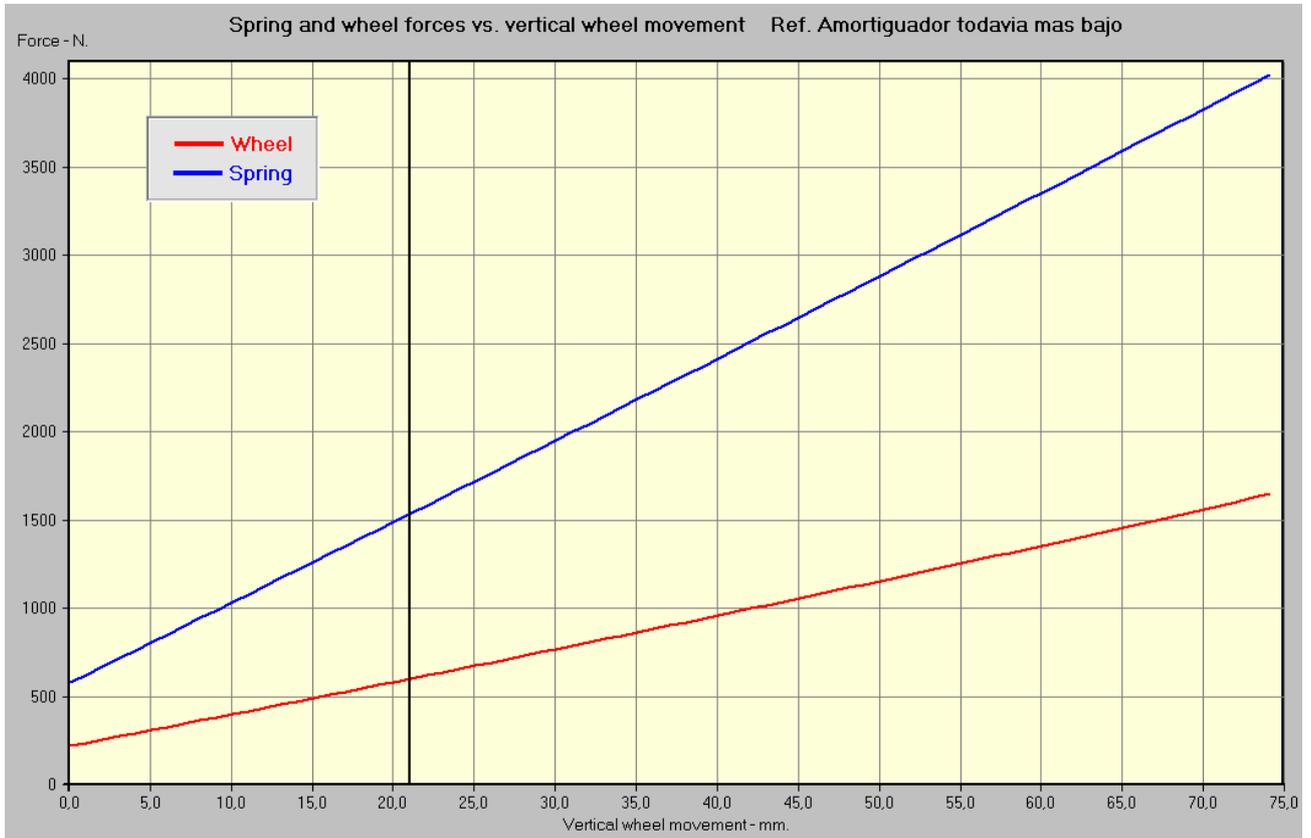
Outputs

El parámetro que ha condicionado el diseño es la constante efectiva de la rueda, en función del movimiento vertical de la rueda. Queríamos que empezase en torno a 18N/mm y acabase en torno a 21N/mm con un aumento de la progresividad al final, para que le costase más llegar al tope de compresión. Esta ha sido la gráfica a la que se ha llegado:



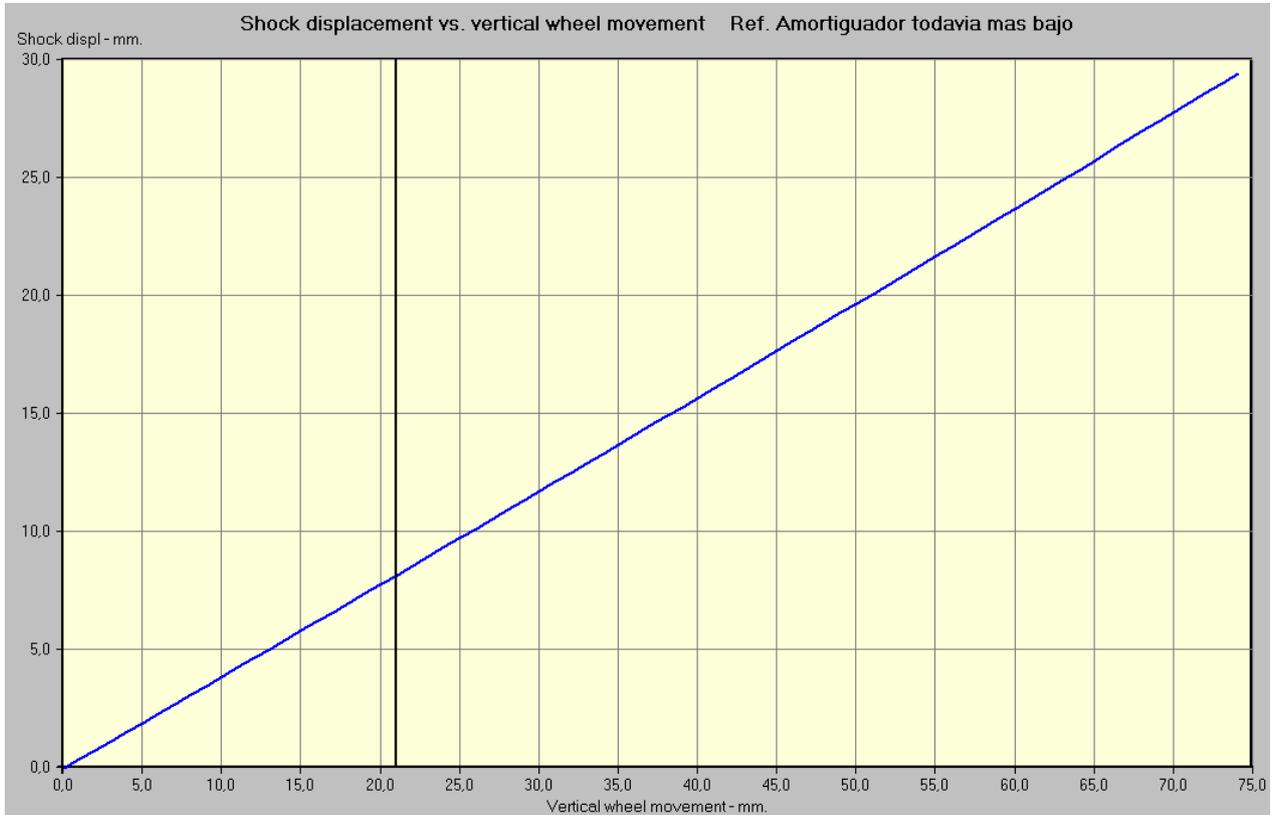
Otros datos que ofrece el programa son:

- Fuerzas que soportan tanto el amortiguador (azul) como la rueda (rojo), en función del movimiento vertical de la rueda:



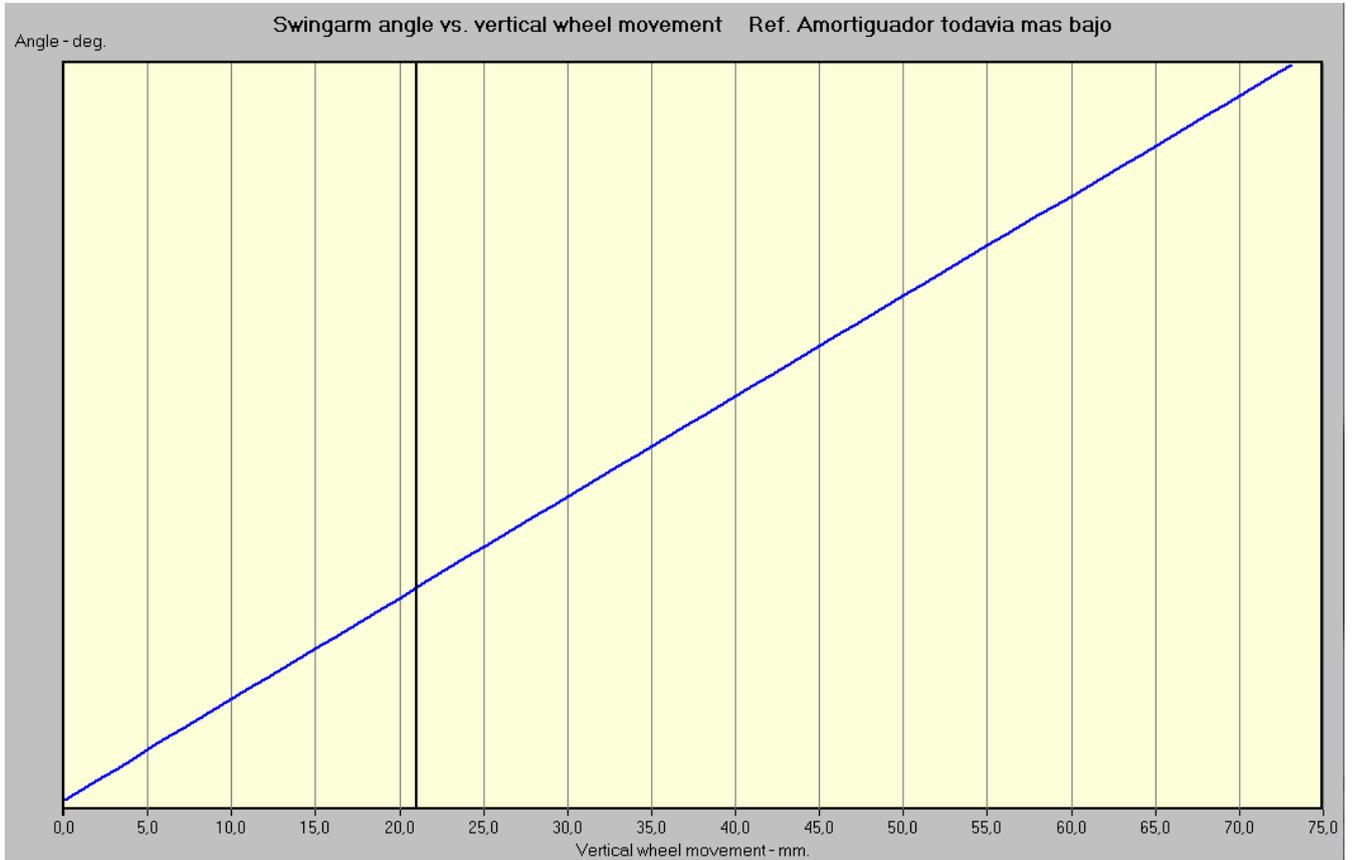
El dato de la fuerza del amortiguador nos es útil para dimensionar, tanto el anclaje del muelle al chasis, como la unión con el balancín.

- Compresión del muelle en mm frente al movimiento vertical de la rueda:

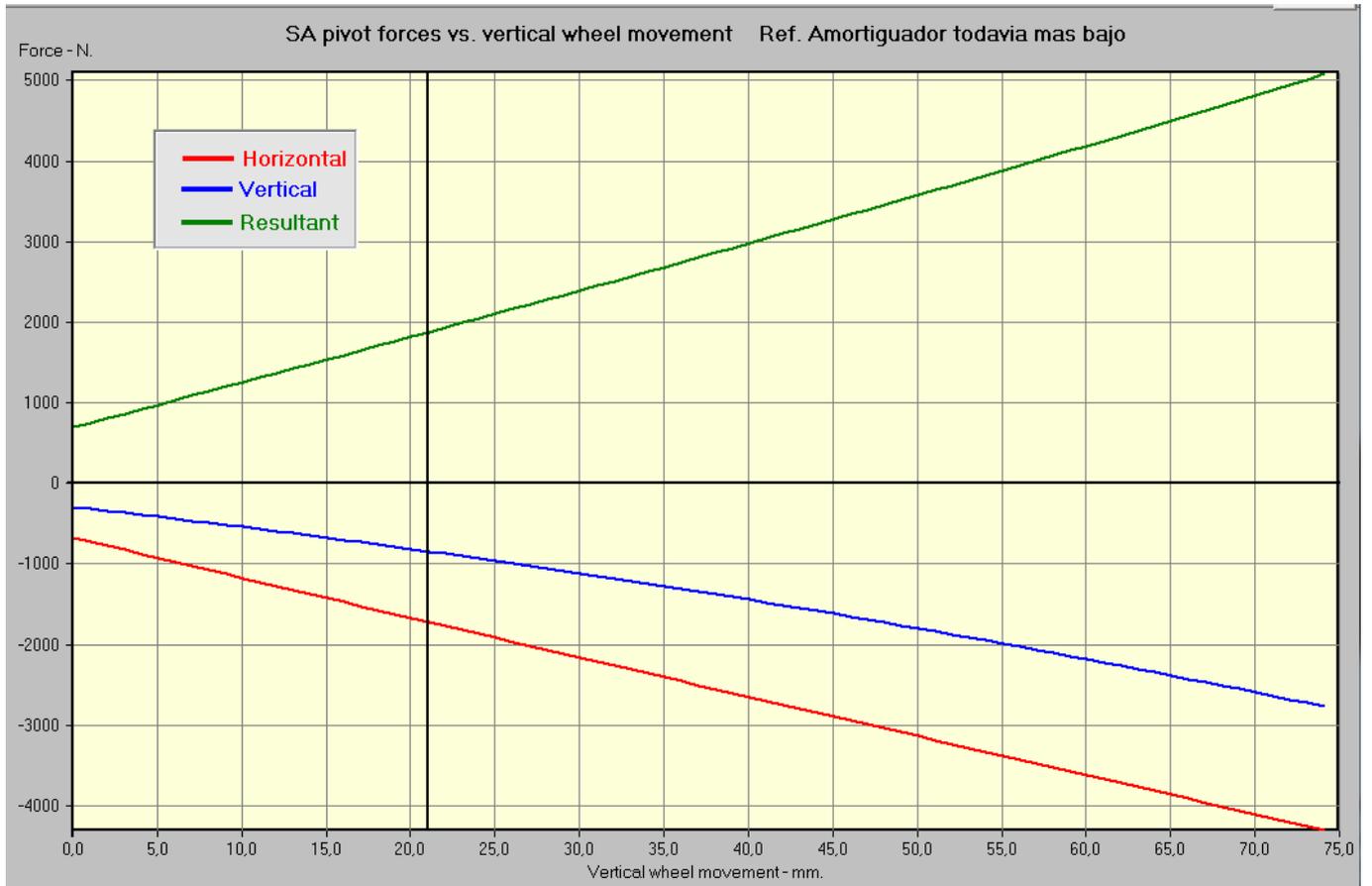


Nos da el dato del hundimiento en estático de la moto, denominado sag, cuyo valor es de 21mm. Este dato es lo que se bajará la moto cuando el piloto este subido en ella.

- Ángulo del basculante frente al movimiento vertical de la rueda:

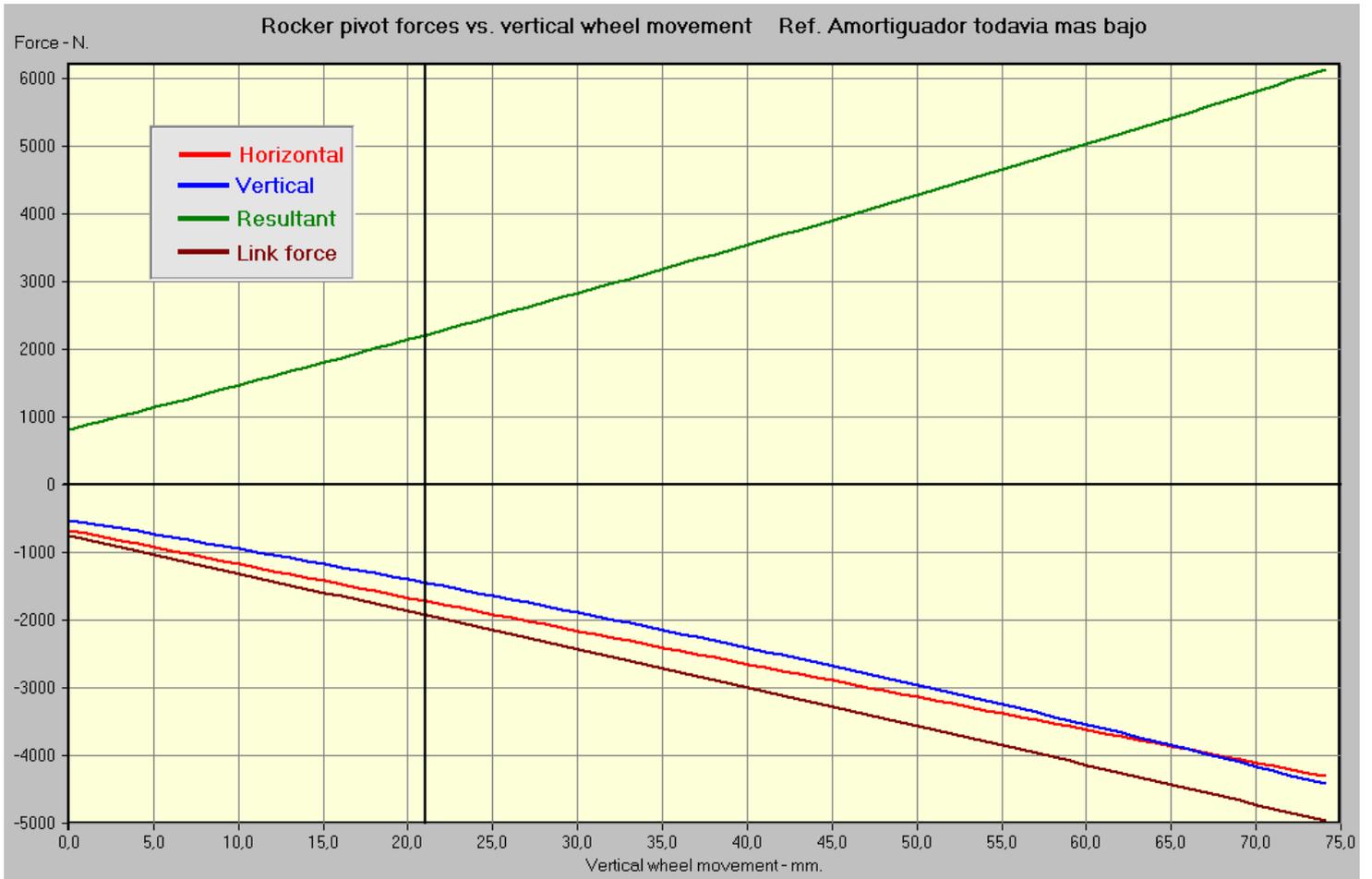


- Fuerzas en el eje sobre el que pivota el basculante, vertical (azul), horizontal (rojo) y resultante total en Newtons, que nos serán útiles a la hora de diseñar el eje del basculante:

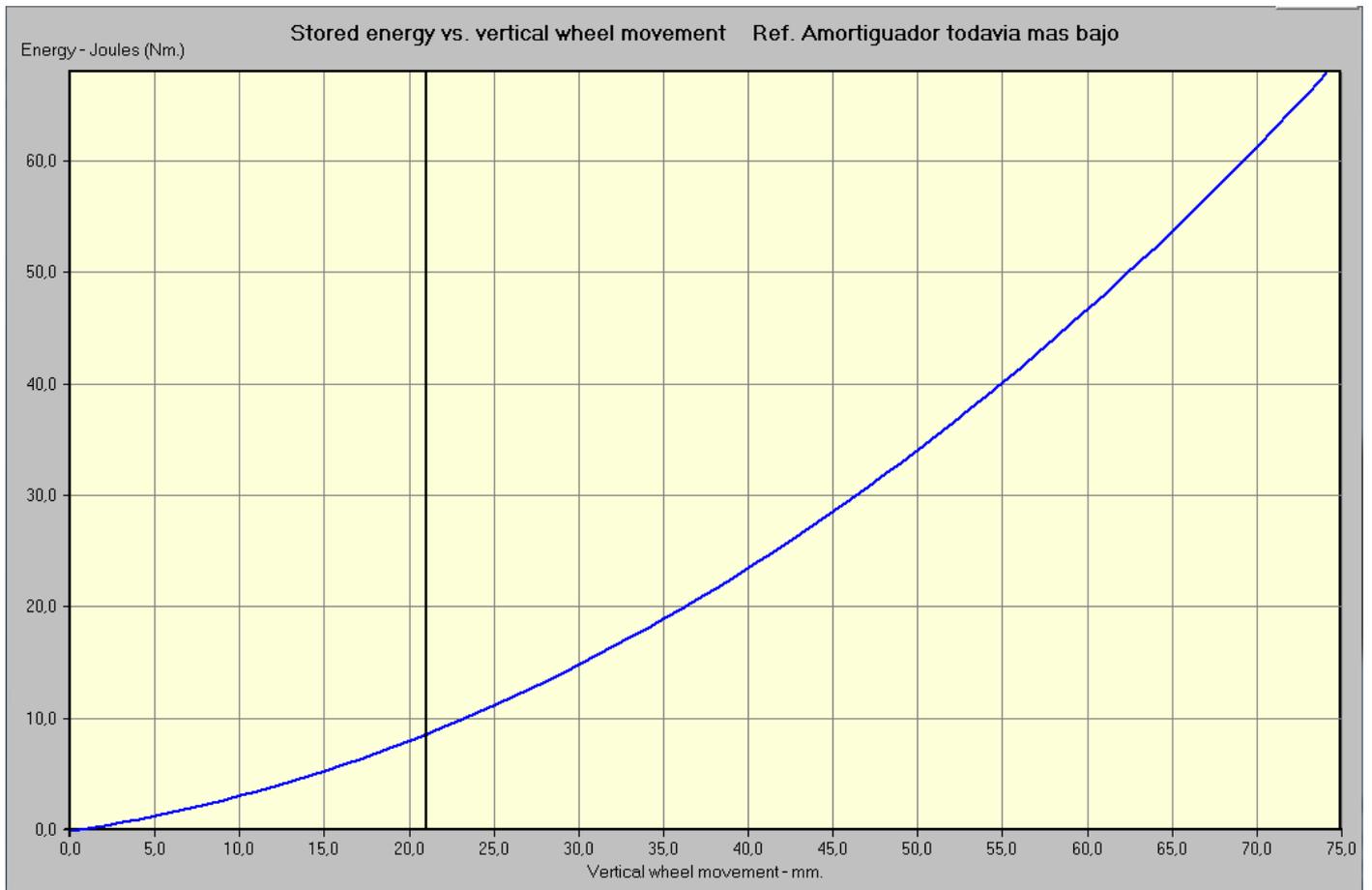


- Fuerzas que soportan la bieleta (granate), y las que soporta el eje del anclaje del balancín al basculante, horizontal (roja), vertical (azul) y resultante (verde) en Newtons. Estas gráficas son útiles para dimensionar estos elementos.

“Diseño y cálculo estructural del basculante y diseño del sistema de suspensión trasera de una motocicleta de competición”



- Energía que almacena el muelle a lo largo del recorrido de la suspensión en Julios:



- Finalmente, hay una tabla con todos estos valores, pero de manera numérica, que nos ayuda a interpretar mejor los valores de las gráficas, y nos da valores exactos para los casos extremos, lo que es de gran ayuda en el diseño de los componentes:

“Diseño y cálculo estructural del basculante y diseño del sistema de suspensión trasera de una motocicleta de competición”

“Diseño y cálculo estructural del basculante y diseño del sistema de suspensión trasera de una motocicleta de comp

| Wheel displ. mm. | Shock displ. mm. | Motion ratio | Wheel rate N/mm. | Spring load newtons | Wheel load newtons | Pivot load total newtons | Pivot load vert. | Pivot load horiz. newtons | Rocker load total newtons | Rocker load vert. newtons | Rocker load horiz. newtons | Link force newtons | Stored energy newtons |
|------------------|------------------|--------------|------------------|---------------------|--------------------|--------------------------|------------------|---------------------------|---------------------------|---------------------------|----------------------------|--------------------|-----------------------|
| 0 | 0 | 0,3883 | 17,7472 | 585 | 227,1586 | 714,27 | -277,52 | -658,16 | 829,42 | -504,74 | -658,16 | -734,58 | 0 |
| 1 | 0,3884 | 0,3885 | 17,7755 | 630,444 | 244,9342 | 769,84 | -300,95 | -708,58 | 894,51 | -545,95 | -708,58 | -791,05 | 0,24 |
| 2 | 0,777 | 0,3887 | 17,805 | 675,911 | 262,7392 | 825,46 | -324,65 | -758,94 | 959,74 | -587,46 | -758,94 | -847,47 | 0,49 |
| 3 | 1,1658 | 0,3889 | 17,8361 | 721,404 | 280,5753 | 881,13 | -348,62 | -809,23 | 1025,11 | -629,28 | -809,23 | -903,86 | 0,76 |
| 4 | 1,5549 | 0,3891 | 17,8667 | 766,921 | 298,4421 | 936,86 | -372,87 | -859,46 | 1090,62 | -671,4 | -859,46 | -960,2 | 1,05 |
| 5 | 1,9441 | 0,3894 | 17,8965 | 812,463 | 316,3386 | 992,64 | -397,4 | -909,62 | 1156,27 | -713,83 | -909,62 | - | 1,36 |
| 6 | 2,3336 | 0,3896 | 17,9289 | 858,031 | 334,2675 | 1048,48 | -422,2 | -959,72 | 1222,07 | -756,56 | -959,72 | 1016,51 | 1,69 |
| 7 | 2,7233 | 0,3898 | 17,9609 | 903,624 | 352,2284 | 1104,39 | -447,27 | -1009,76 | 1288,01 | -799,6 | -1009,76 | 1072,78 | 2,03 |
| 8 | 3,1132 | 0,39 | 17,9931 | 949,243 | 370,2215 | 1160,35 | -472,62 | -1059,73 | 1354,1 | -842,95 | -1059,73 | 1129,02 | 2,39 |
| 9 | 3,5033 | 0,3902 | 18,0259 | 994,888 | 388,2474 | 1216,38 | -498,24 | -1109,65 | 1420,35 | -886,6 | -1109,65 | 1185,22 | 2,77 |
| 10 | 3,8937 | 0,3905 | 18,059 | 1040,559 | 406,3064 | 1272,47 | -524,13 | -1159,51 | 1486,74 | -930,56 | -1159,51 | 1297,56 | 3,17 |
| 11 | 4,2843 | 0,3907 | 18,0927 | 1086,258 | 424,3991 | 1328,63 | -550,3 | -1209,31 | 1553,29 | -974,82 | -1209,31 | 1353,69 | 3,59 |
| 12 | 4,6751 | 0,3909 | 18,1266 | 1131,983 | 442,5257 | 1384,87 | -576,74 | -1259,06 | 1620 | -1019,4 | -1259,06 | 1465,89 | 4,02 |
| 13 | 5,0661 | 0,3912 | 18,163 | 1177,735 | 460,6887 | 1441,17 | -603,45 | -1308,75 | 1686,86 | -1064,28 | -1308,75 | 1521,96 | 4,47 |
| 14 | 5,4574 | 0,3914 | 18,1963 | 1223,516 | 478,8849 | 1497,55 | -630,43 | -1358,39 | 1753,89 | -1109,46 | -1358,39 | 1578,02 | 4,94 |
| 15 | 5,8489 | 0,3916 | 18,2316 | 1269,323 | 497,1166 | 1554,01 | -657,68 | -1407,97 | 1821,07 | -1154,95 | -1407,97 | 1634,07 | 5,43 |
| 16 | 6,2407 | 0,3919 | 18,2675 | 1315,159 | 515,3841 | 1610,54 | -685,21 | -1457,51 | 1888,42 | -1200,75 | -1457,51 | 1690,11 | 5,94 |
| 17 | 6,6327 | 0,3921 | 18,3058 | 1361,023 | 533,6899 | 1667,15 | -713 | -1506,99 | 1955,94 | -1246,86 | -1506,99 | 1746,15 | 6,46 |
| 18 | 7,0249 | 0,3924 | 18,3429 | 1406,916 | 552,0328 | 1723,85 | -741,07 | -1556,43 | 2023,62 | -1293,28 | -1556,43 | 1802,17 | 7 |
| 19 | 7,4174 | 0,3926 | 18,3781 | 1452,838 | 570,4109 | 1780,63 | -769,41 | -1605,82 | 2091,47 | -1340 | -1605,82 | 1858,2 | 7,56 |
| 20 | 7,8102 | 0,3929 | 18,4157 | 1498,789 | 588,8266 | 1837,5 | -798,02 | -1655,16 | 2159,5 | -1387,04 | -1655,16 | 1914,22 | 8,14 |
| 21 | 8,2032 | 0,3931 | 18,4564 | 1544,769 | 607,283 | 1894,45 | -826,9 | -1704,46 | 2227,7 | -1434,38 | -1704,46 | - | 8,74 |

“Diseño y cálculo estructural del basculante y diseño del sistema de suspensión trasera de una motocicleta de comp

| Wheel displ. mm. | Shock displ. mm. | Motion ratio | Wheel rate N/mm. | Spring load newtons | Wheel load newtons | Pivot load total newtons | Pivot load vert. | Pivot load horiz. newtons | Rocker load total newtons | Rocker load vert. newtons | Rocker load horiz. newtons | Link force newtons | Stored energy newtons |
|------------------|------------------|--------------|------------------|---------------------|--------------------|--------------------------|------------------|---------------------------|---------------------------|---------------------------|----------------------------|--------------------|-----------------------|
| 22 | 8,5964 | 0,3934 | 18,4952 | 1590,779 | 625,7782 | 1951,5 | -856,05 | -1753,72 | 2296,07 | -1482,03 | -1753,72 | - | 9,36 |
| 23 | 8,9899 | 0,3936 | 18,532 | 1636,82 | 644,3102 | 2008,64 | -885,47 | -1802,93 | 2364,62 | -1530 | -1802,93 | 1970,25 | 10 |
| 24 | 9,3837 | 0,3939 | 18,5717 | 1682,89 | 662,8819 | 2065,87 | -915,17 | -1852,1 | 2433,35 | -1578,27 | -1852,1 | 2026,28 | 10,65 |
| 25 | 9,7777 | 0,3942 | 18,6144 | 1728,991 | 681,4963 | 2123,19 | -945,13 | -1901,23 | 2502,27 | -1626,85 | -1901,23 | 2082,32 | 11,32 |
| 26 | 10,172 | 0,3944 | 18,6554 | 1775,123 | 700,1517 | 2180,62 | -975,36 | -1950,32 | 2571,36 | -1675,75 | -1950,32 | 2138,37 | 12,01 |
| 27 | 10,5665 | 0,3947 | 18,6965 | 1821,286 | 718,8483 | 2238,14 | -1005,86 | -1999,38 | 2640,64 | -1724,96 | -1999,38 | 2194,43 | 12,72 |
| 28 | 10,9614 | 0,395 | 18,7357 | 1867,481 | 737,5839 | 2295,77 | -1036,64 | -2048,4 | 2710,11 | -1774,48 | -2048,4 | -2250,5 | 13,45 |
| 29 | 11,3565 | 0,3952 | 18,7775 | 1913,707 | 756,3614 | 2353,5 | -1067,68 | -2097,38 | 2779,77 | -1824,31 | -2097,38 | - | 14,2 |
| 30 | 11,7518 | 0,3955 | 18,8264 | 1959,966 | 775,1878 | 2411,33 | -1099 | -2146,33 | 2849,62 | -1874,46 | -2146,33 | 2306,59 | 14,97 |
| 31 | 12,1475 | 0,3958 | 18,8669 | 2006,257 | 794,0547 | 2469,28 | -1130,59 | -2195,25 | 2919,66 | -1924,92 | -2195,25 | 2362,69 | 15,75 |
| 32 | 12,5434 | 0,3961 | 18,9075 | 2052,581 | 812,9622 | 2527,33 | -1162,45 | -2244,13 | 2989,9 | -1975,7 | -2244,13 | 2418,82 | 16,55 |
| 33 | 12,9396 | 0,3964 | 18,9516 | 2098,937 | 831,9138 | 2585,5 | -1194,58 | -2292,99 | 3060,34 | -2026,79 | -2292,99 | 2474,97 | 17,37 |
| 34 | 13,3361 | 0,3966 | 18,9998 | 2145,326 | 850,9136 | 2643,78 | -1226,98 | -2341,81 | 3130,98 | -2078,2 | -2341,81 | 2531,15 | 18,21 |
| 35 | 13,7329 | 0,3969 | 19,0453 | 2191,75 | 869,9589 | 2702,17 | -1259,65 | -2390,61 | 3201,81 | -2129,93 | -2390,61 | 2587,35 | 19,07 |
| 36 | 14,13 | 0,3972 | 19,0876 | 2238,207 | 889,0465 | 2760,69 | -1292,6 | -2439,38 | 3272,86 | -2181,97 | -2439,38 | 2643,59 | 19,95 |
| 37 | 14,5273 | 0,3975 | 19,1376 | 2284,698 | 908,1841 | 2819,32 | -1325,81 | -2488,13 | 3344,1 | -2234,34 | -2488,13 | 2699,86 | 20,85 |
| 38 | 14,925 | 0,3978 | 19,1847 | 2331,223 | 927,3688 | 2878,08 | -1359,31 | -2536,85 | 3415,56 | -2287,02 | -2536,85 | 2756,16 | 21,77 |
| 39 | 15,3229 | 0,3981 | 19,2286 | 2377,784 | 946,5974 | 2936,95 | -1393,07 | -2585,55 | 3487,23 | -2340,02 | -2585,55 | 2812,5 | 22,71 |
| 40 | 15,7212 | 0,3984 | 19,2767 | 2424,379 | 965,8741 | 2995,96 | -1427,11 | -2634,22 | 3559,11 | -2393,35 | -2634,22 | 2868,88 | 23,67 |
| 41 | 16,1197 | 0,3987 | 19,329 | 2471,01 | 985,2031 | 3055,09 | -1461,41 | -2682,88 | 3631,2 | -2447 | -2682,88 | 2925,3 | 24,65 |
| | | | | | | | | | | | | 2981,77 | 3038,28 |

“Diseño y cálculo estructural del basculante y diseño del sistema de suspensión trasera de una motocicleta de comp

| | 42 | 16,5186 | 0,399 | 19,3785 | 2517,676 | 1004,5816 | 3114,35 | -1496 | -2731,51 | 3703,51 | -2500,97 | -2731,51 | -3094,84 | 25,64 |
|-------------------------|------------------|--------------|------------------|---------------------|--------------------|--------------------------|------------------|---------------------------|---------------------------|---------------------------|----------------------------|--------------------|-----------------------|-------|
| Wheel displ. mm. | Shock displ. mm. | Motion ratio | Wheel rate N/mm. | Spring load newtons | Wheel load newtons | Pivot load total newtons | Pivot load vert. | Pivot load horiz. newtons | Rocker load total newtons | Rocker load vert. newtons | Rocker load horiz. newtons | Link force newtons | Stored energy newtons | |
| 43 | 16,9178 | 0,3993 | 19,4243 | 2564,378 | 1024,0059 | 3173,75 | -1530,86 | -2780,13 | 3776,04 | -2555,26 | -2780,13 | - | 26,65 | |
| 44 | 17,3172 | 0,3996 | 19,4766 | 2611,117 | 1043,4824 | 3233,28 | -1565,99 | -2828,73 | 3848,8 | -2609,89 | -2828,73 | 3151,46 | 27,68 | |
| 45 | 17,717 | 0,3999 | 19,5255 | 2657,892 | 1063,0079 | 3292,94 | -1601,41 | -2877,32 | 3921,77 | -2664,83 | -2877,32 | 3208,13 | 28,73 | |
| 46 | 18,1171 | 0,4003 | 19,5791 | 2704,704 | 1082,587 | 3352,74 | -1637,09 | -2925,89 | 3994,97 | -2720,11 | -2925,89 | 3264,85 | 29,8 | |
| 47 | 18,5175 | 0,4006 | 19,6312 | 2751,553 | 1102,2183 | 3412,69 | -1673,05 | -2974,45 | 4068,4 | -2775,71 | -2974,45 | 3321,64 | 30,89 | |
| 48 | 18,9183 | 0,4009 | 19,6819 | 2798,439 | 1121,9001 | 3472,77 | -1709,29 | -3022,99 | 4142,06 | -2831,64 | -3022,99 | 3378,49 | 32 | |
| 49 | 19,3193 | 0,4012 | 19,7372 | 2845,364 | 1141,6373 | 3533 | -1745,8 | -3071,53 | 4215,95 | -2887,9 | -3071,53 | -3435,4 | 33,13 | |
| 50 | 19,7207 | 0,4016 | 19,7915 | 2892,327 | 1161,4288 | 3593,38 | -1782,59 | -3120,05 | 4290,08 | -2944,5 | -3120,05 | - | 34,28 | |
| 51 | 20,1225 | 0,4019 | 19,8436 | 2939,328 | 1181,2725 | 3653,91 | -1819,67 | -3168,57 | 4364,45 | -3001,42 | -3168,57 | 3492,38 | 35,45 | |
| 52 | 20,5245 | 0,4022 | 19,8987 | 2986,368 | 1201,1711 | 3714,58 | -1857,01 | -3217,08 | 4439,05 | -3058,68 | -3217,08 | 3549,42 | 36,64 | |
| 53 | 20,9269 | 0,4026 | 19,9546 | 3033,447 | 1221,1257 | 3775,41 | -1894,65 | -3265,59 | 4513,9 | -3116,28 | -3265,59 | 3606,54 | 37,85 | |
| 54 | 21,3296 | 0,4029 | 20,0109 | 3080,565 | 1241,1366 | 3836,4 | -1932,55 | -3314,09 | 4588,99 | -3174,21 | -3314,09 | 3721,01 | 39,08 | |
| 55 | 21,7327 | 0,4032 | 20,0681 | 3127,724 | 1261,2047 | 3897,54 | -1970,75 | -3362,59 | 4664,33 | -3232,49 | -3362,59 | 3778,36 | 40,33 | |
| 56 | 22,1361 | 0,4036 | 20,1232 | 3174,922 | 1281,3279 | 3958,85 | -2009,22 | -3411,08 | 4739,92 | -3291,1 | -3411,08 | 3835,79 | 41,6 | |
| 57 | 22,5398 | 0,4039 | 20,1841 | 3222,161 | 1301,512 | 4020,31 | -2047,97 | -3459,58 | 4815,76 | -3350,05 | -3459,58 | 3893,31 | 42,89 | |
| 58 | 22,9439 | 0,4043 | 20,2432 | 3269,441 | 1321,7551 | 4081,94 | -2087,01 | -3508,08 | 4891,85 | -3409,34 | -3508,08 | 3950,92 | 44,2 | |
| 59 | 23,3484 | 0,4046 | 20,3003 | 3316,761 | 1342,0554 | 4143,73 | -2126,33 | -3556,58 | 4968,2 | -3468,98 | -3556,58 | 4008,61 | 45,53 | |
| 60 | 23,7532 | 0,405 | 20,363 | 3364,124 | 1362,4185 | 4205,7 | -2165,94 | -3605,08 | 5044,81 | -3528,96 | -3605,08 | -4066,4 | 46,88 | |
| 61 | 24,1584 | 0,4053 | 20,4218 | 3411,528 | 1382,8402 | 4267,83 | -2205,83 | -3653,59 | 5121,69 | -3589,29 | -3653,59 | 4124,29 | 48,25 | |
| | | | | | | | | | | | | 4182,27 | | |

“Diseño y cálculo estructural del basculante y diseño del sistema de suspensión trasera de una motocicleta de comp

| Wheel displ. mm. | Shock displ. mm. | Motion ratio | Wheel rate N/mm. | Spring load newtons | Wheel load newtons | Pivot load total newtons | Pivot load vert. | Pivot load horiz. newtons | Rocker load total newtons | Rocker load vert. newtons | Rocker load horiz. newtons | Link force newtons | Stored energy newtons |
|------------------|------------------|--------------|------------------|---------------------|--------------------|--------------------------|------------------|---------------------------|---------------------------|---------------------------|----------------------------|--------------------|-----------------------|
| 62 | 24,5639 | 0,4057 | 20,4833 | 3458,974 | 1403,3235 | 4330,14 | -2246,01 | -3702,1 | 5198,83 | -3649,96 | -3702,1 | - | 49,64 |
| | | | | | | | | | | | | 4240,35 | |
| 63 | 24,9698 | 0,4061 | 20,5458 | 3506,463 | 1423,8693 | 4392,63 | -2286,48 | -3750,63 | 5276,23 | -3710,99 | -3750,63 | - | 51,05 |
| | | | | | | | | | | | | 4298,54 | |
| 64 | 25,376 | 0,4064 | 20,6089 | 3553,994 | 1444,4781 | 4455,29 | -2327,23 | -3799,16 | 5353,91 | -3772,36 | -3799,16 | - | 52,48 |
| | | | | | | | | | | | | 4356,84 | |
| 65 | 25,7826 | 0,4068 | 20,6727 | 3601,569 | 1465,1509 | 4518,13 | -2368,28 | -3847,7 | 5431,86 | -3834,09 | -3847,7 | - | 53,93 |
| | | | | | | | | | | | | 4415,24 | |
| 66 | 26,1896 | 0,4072 | 20,7343 | 3649,188 | 1485,8851 | 4581,16 | -2409,61 | -3896,25 | 5510,08 | -3896,18 | -3896,25 | - | 55,41 |
| | | | | | | | | | | | | 4473,76 | |
| 67 | 26,597 | 0,4076 | 20,7997 | 3696,85 | 1506,6848 | 4644,37 | -2451,24 | -3944,82 | 5588,59 | -3958,62 | -3944,82 | - | 56,91 |
| | | | | | | | | | | | | 4532,39 | |
| 68 | 27,0048 | 0,4079 | 20,8655 | 3744,556 | 1527,5503 | 4707,77 | -2493,15 | -3993,4 | 5667,37 | -4021,42 | -3993,4 | - | 58,43 |
| | | | | | | | | | | | | 4591,14 | |
| 69 | 27,4129 | 0,4083 | 20,9354 | 3792,308 | 1548,4857 | 4771,36 | -2535,36 | -4042 | 5746,44 | -4084,58 | -4042 | - | 59,97 |
| | | | | | | | | | | | | 4650,02 | |
| 70 | 27,8214 | 0,4087 | 21 | 3840,104 | 1569,4857 | 4835,14 | -2577,87 | -4090,62 | 5825,79 | -4148,1 | -4090,62 | - | 61,53 |
| | | | | | | | | | | | | 4709,01 | |
| 71 | 28,2303 | 0,4091 | 21,068 | 3887,946 | 1590,5537 | 4899,11 | -2620,66 | -4139,25 | 5905,44 | -4211,98 | -4139,25 | - | 63,11 |
| | | | | | | | | | | | | 4768,14 | |
| 72 | 28,6396 | 0,4095 | 21,1342 | 3935,833 | 1611,6879 | 4963,29 | -2663,77 | -4187,91 | 5985,38 | -4276,23 | -4187,91 | - | 64,71 |
| | | | | | | | | | | | | 4827,39 | |
| 73 | 29,0493 | 0,4099 | 21,2039 | 3983,767 | 1632,8917 | 5027,66 | -2707,16 | -4236,59 | 6065,61 | -4340,85 | -4236,59 | - | 66,33 |
| | | | | | | | | | | | | 4886,78 | |
| 74 | 29,4594 | 0,4103 | 21,2809 | 4031,747 | 1654,1726 | 5092,24 | -2750,85 | -4285,29 | 6146,14 | -4405,83 | -4285,29 | -4946,3 | 67,97 |

“Diseño y cálculo estructural del basculante y diseño del sistema de suspensión trasera de una motocicleta de comp

El squat

Transferencia de carga (peso)

Transferencia de carga (peso)

Normalmente decimos transferencia de peso, pero realmente es una expresión incorrecta. El peso es la atracción gravitatoria de todas las partículas de la moto hacia el centro de la tierra, y por conveniencia normalmente consideramos que la suma de esas fuerzas actúa desde el centro de gravedad. Ni la aceleración ni la frenada pueden provocar que este peso se transfiera a ninguna parte. Por este motivo es preferible usar el término "transferencia de carga".

Todos estamos familiarizados con la transferencia de carga. Cada vez que apretamos la maneta de freno o giramos el acelerador podemos sentir cómo la carga de un neumático se reduce mientras la del otro aumenta. La cantidad varía de una moto a otra, pero hay una cosa que se cumple en todas y que a menudo olvidamos, la carga vertical total que soportan ambos neumáticos es siempre la misma en condiciones estables. En otras palabras, si al frenar se transfieren 50 Kgf. a la rueda delantera entonces a la vez la trasera se está descargando 50 Kgf., la suma de la carga en ambos neumáticos debe ser igual al peso total de la moto. Por ejemplo, si al acelerar la rueda delantera se levanta entonces el neumático trasero estará soportando todo el peso de la moto. Algunas veces se oyen comentarios acerca de que determinado tipo de sistema antihundimiento (para aceleración o frenada) fuerza al neumático a tener un contacto mayor con el suelo permitiendo una mejor frenada o aceleración. Excepto para las condiciones transitorias momentáneas, la carga vertical total que soportan los neumáticos será siempre igual al peso total de la moto y el piloto (más las fuerzas aerodinámicas).

Las motocicletas experimentan estos efectos a un nivel mucho mayor que otros tipos de vehículo debido a que su centro de gravedad está situado relativamente alto en comparación con su corta distancia entre ejes. En promedio esta relación es del 50%, lo cual es considerablemente mayor que en un automóvil normal. Un fórmula 1 tendría una relación mucho menor todavía. Las motocicletas de competición y las de carretera tienen valores parecidos debido a que son de proporciones similares, mientras que las de motocross son más altas y por lo tanto tienen una relación mayor, esto explica su mayor tendencia a levantar la rueda delantera.

Tal y como veremos más adelante, la geometría de detalle de la suspensión puede afectar a la distribución de fuerzas dentro de la moto, extendiendo o comprimiendo la suspensión, pero estas reacciones internas no afectarán a las cargas externas. Esto es equivalente a si uno trata de levantarse a si mismo tirando de los cordones de sus zapatos. Existirá tensión en los cordones y fuerzas opuestas en los músculos del cuerpo pero todo eso no tendrá ningún tipo de efecto en nuestro peso sobre el suelo. La transferencia de carga en una moto tiene cuatro fuentes principales:

- Inercial, proviene de las fuerzas necesarias para acelerar y frenar la moto.
- Aerodinámica, en un capítulo previo vimos como la fuerza de resistencia aerodinámica tiende a levantar la parte delantera de la moto y a cargar la trasera.

- Posicional: cuando bajamos una colina el tren delantero soporta más peso y viceversa realmente en este caso sería muy razonable usar el término transferencia de peso en vez de transferencia de carga.
- El momento de reacción que aparece al acelerar el cigüeñal el embrague etc. Esto solo tiene aplicación en motocicletas con motor transversal un cigüeñal girando hacia delante transfiere cierta carga a la parte trasera y un cigüeñal girando hacia atrás reduce la carga en el tren trasero. Esto no tiene aplicación cuando el motor gira a una velocidad constante.

Cálculo de la transferencia de carga:

Donde:

L = Distancia entre ejes

h = Altura del CdG

M = Masa de la moto

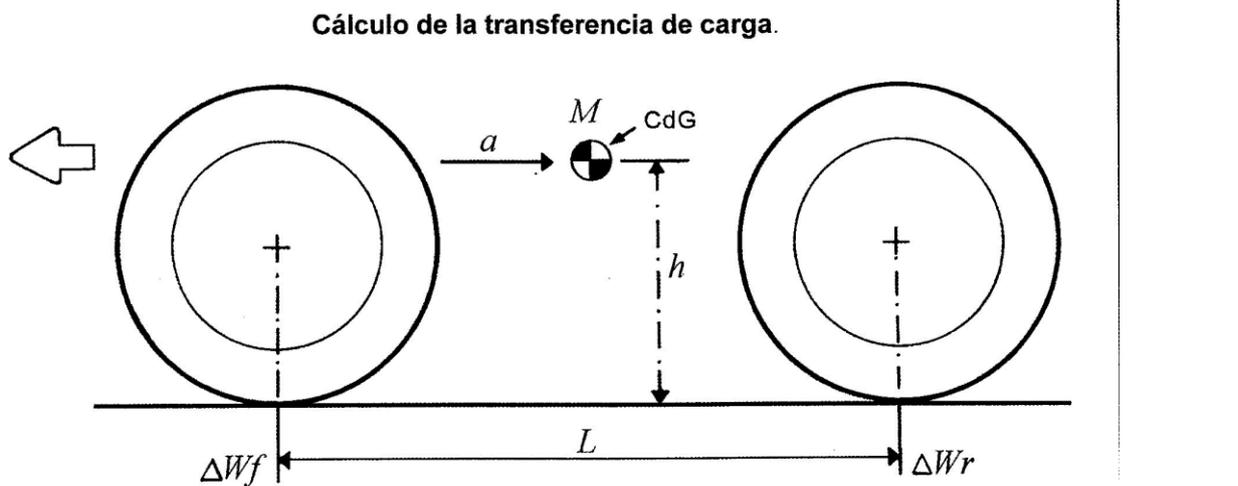
a = aceleración

ΔW_f = Transferencia de carga delante

ΔW_r = Transferencia de carga detrás

g = Constante gravitatoria

Entonces:



horizontal en el CdG = $M \cdot a / g$

Momento debido a esta fuerza = $M \cdot a \cdot h / g$

Este momento debe ser contrarrestado por otro igual debido a la transferencia de carga que actúa sobre la distancia entre ejes L .

Por consiguiente: $\Delta W_r \cdot L = -\Delta W_f \cdot L = M \cdot a \cdot h / g$; así que la transferencia de carga $\Delta W_r = -\Delta W_f = M \cdot a \cdot h / g \cdot L$

Podemos ver que la transferencia de carga es proporcional a la masa de la moto, la altura del CdG y la aceleración, e inversamente proporcional a la distancia entre ejes.

Considerando los efectos que la aceleración produce en la transferencia de carga total, vemos que los únicos parámetros que importan son la distancia entre ejes, la altura del centro de

gravedad, la aceleración existente y la masa de la moto y el piloto. La posición longitudinal del centro de gravedad no afecta a la transferencia de carga pero sí que afecta a la carga existente en cada rueda. Por ejemplo, cuando el centro de gravedad está retrasado, inicialmente ya existe menos carga en el tren delantero por lo que hará falta menos transferencia de carga para que la rueda delantera se levante.

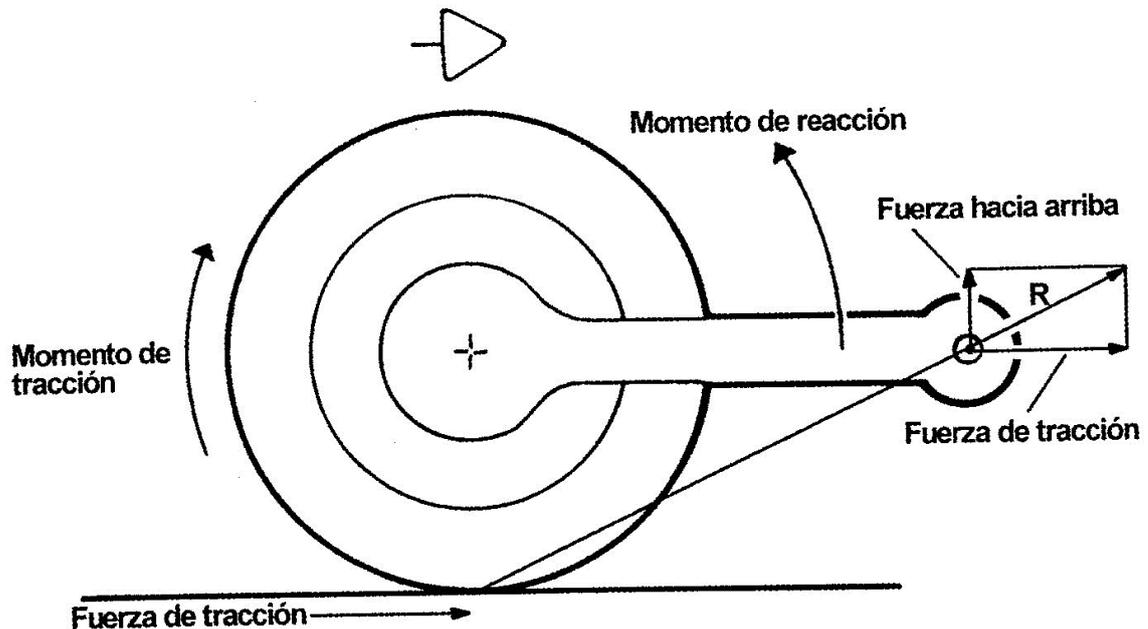
La posición del CdG es un concepto que se estudia detenidamente en el proyecto “Diseño y cálculo estructural del chasis de una motocicleta de competición”.

Squat y hundimiento (dive)

Estos son términos que se refieren a cambios de cabeceo y altura de la parte suspendida de la moto. El hundimiento es un cabeceo hacia adelante que ocurre normalmente al frenar, mientras que el squat se refiere a una rotación hacia atrás normalmente debida a la aceleración y a las fuerzas aerodinámicas. Sin no existe algún mecanismo para evitarlo, es obvio que la transferencia de carga bajo aceleración causará algo de squat, o sea que el parte de delante se levantará y la de atrás se hundirá. En la práctica la cantidad de compresión de la suspensión se ve total o parcialmente compensada por ciertas reacciones del basculante y otros aspectos de tipo geométrico. Dependiendo del diseño, las fuerzas de aceleración o frenada y sus reacciones internas pueden causar que la suspensión se extienda o se comprima. Esto ocurre con motocicletas con transmisión secundaria por cadena o por cardan, pero primero analizaremos la transmisión por cardan, ya que es algo muy fácil de entender.

Transmisión por cardan

Si provocamos una aceleración brusca estando la moto parada, en algunas motos con transmisión por cardan podremos sentir cómo la parte trasera de la moto se levanta conforme el piñón conductor trata de trepar por la corona. Expresándolo de otra forma, el alojamiento de la corona está sujeto a un par igual y opuesto que el que soporta la corona propiamente dicha. Este par actúa en el basculante, que entonces tiende a girar hacia atrás, extendiendo la suspensión y tendiendo a levantar el chasis a través de su eje de giro. Al igual que esta fuerza hacia arriba, el basculante también empuja hacia delante sobre el chasis, y esta es la fuerza que impulsa y acelera la moto. En la siguiente figura vemos las fuerzas dibujadas:



Con una transmisión convencional por cardan, el momento que hace girar la rueda produce un par opuesto en el alojamiento de la corona dentada que tiende a rotar el basculante hacia atrás, levantando el anclaje del basculante al chasis, y por lo tanto la parte trasera de la moto. La fuerza de tracción en el neumático, al final actúa a través del eje con fuerzas de tipo horizontal y vertical. Estas fuerzas pueden ser consideradas como una única fuerza R que actúa en la dirección mostrada. La fuerza vertical levanta la parte trasera de la moto, trabajando en contra del squat que se produce debido a la transferencia de carga.

Las fuerzas horizontales y verticales pueden combinarse en una única fuerza (" R " en el dibujo) que actúa en la misma dirección como una línea dibujada desde la huella de contacto del neumático hasta el eje del basculante. A esta línea la llamaremos "línea de fuerza".

Vamos a aplicar estas fuerzas a la parte suspendida de la moto y veremos qué ocurre. La figura siguiente muestra cómo actúan las fuerzas de tracción y las de la suspensión, soportando la parte suspendida de la moto, a la que le hemos quitado las ruedas para ver todo un poco más claro. La línea de acción de la resultante de las fuerzas de tracción ha sido dibujada para cada una de las dos ubicaciones imaginarias del eje del basculante (líneas 1 y 2). La línea 1 pasa por el CdG combinado de moto y piloto y la línea 2 pasa por la intersección de una línea vertical que pasa a través del eje delantero y otra que marca la altura del CdG. Obviamente ninguna de estas dos posiciones refleja la posición real del eje del basculante de esta moto y de hecho la posición de la línea 2 sería ciertamente poco práctica. De todas formas estas líneas representan dos ejemplos especialmente importantes del caso general y merece la pena considerarlos, sean prácticos o no.

Para simplificar las cosas imaginemos que la distribución de peso es 50/50 y que la altura del centro de gravedad es la mitad de la distancia entre ejes, y para simplificarlas todavía más vamos a asumir que las fuerzas de la suspensión actúan verticalmente y que pasan por los ejes de las ruedas.

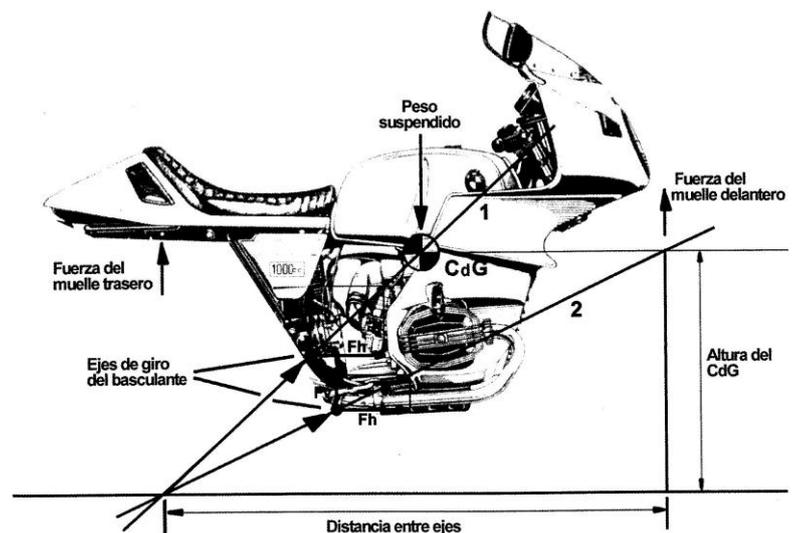
Consideremos la línea 1. La fuerza horizontal en el eje del basculante (F_h) intenta acelerar la masa de la moto, pero también crea un momento de rotación alrededor del centro de gravedad que tiende a rotar la moto hacia atrás, o diciéndolo de otra forma, causa squat. Por otro lado,

la fuerza vertical (F_v) tiende a levantar la moto, reduciendo la carga del muelle de la suspensión. También crea un par que tiende a rotar la moto hacia adelante alrededor del CdG, es lo que podríamos llamar un efecto anti-squat. En este caso, como la línea de fuerza pasa a través del CdG, los momentos de squat y anti-squat se equilibran el uno con el otro y la fuerza vertical que queda tiende a levantar la parte suspendida de la motocicleta sin que exista ningún momento de cabeceo. Si la aceleración hacia adelante es 1 g, esta fuerza vertical será suficiente para soportar el peso de la moto y la suspensión se verá descargada. En la parte delantera esto parece razonable ya que a primera vista vemos que esta es la condición para que la rueda delantera se levante. En la parte trasera sin embargo, parece complicado de aceptar, ya que sabemos que la rueda trasera está firmemente apoyada en el suelo y de hecho tiene que soportar todo el peso de la moto, entonces, ¿cómo puede ocurrir esto si estamos diciendo que se reduce la carga en la suspensión?

Podemos considerar que la fuerza de tracción actúa a lo largo de nuestra línea de fuerza proporcionando fuerzas horizontales y verticales en el eje del basculante, que deben ser equilibradas por las fuerzas que existen entre el neumático y la carretera. Esto es, la misma carga vertical, pasará a través de la huella de contacto del neumático, que en este caso es igual al peso de la motocicleta. La totalidad de la carga vertical es la suma de la carga de la suspensión más la componente vertical de la fuerza que recorre la línea de fuerza. Conforme el valor de aceleración aumenta desde cero, la fuerza vertical aumenta, lo que reduce el total de la carga en ambas suspensiones (delantera y trasera) exactamente con el mismo valor del aumento en la carga del neumático, de forma que todo queda equilibrado.

Para dejar esto más claro sugiero un experimento muy sencillo. Consiste en sujetar, sin apretar, un lápiz por su parte superior, mientras que la parte inferior la dejamos descansar sobre una balanza de cocina o una de las que se usan en las tiendas, de forma que el lápiz quede aproximadamente a 45 grados. Sujetando un segundo lápiz de forma horizontal, empujamos la parte inferior del primer lápiz. Aunque estamos empujando únicamente en sentido horizontal, veremos como la balanza registra una fuerza hacia abajo. Esto es equivalente a un neumático empujando hacia adelante y produciendo a la vez una fuerza vertical. Siempre existirá alguna fuerza vertical excepto en el caso de que el eje del basculante se encuentre al nivel del suelo. Si se encontrara en esta improbable ubicación, entonces no existiría momento anti-squat y la suspensión trasera se comprimiría únicamente de acuerdo a los cambios debidos a la transferencia de carga. La parte trasera bajarla y la delantera se elevaría.

Ahora echemos un vistazo a la línea de fuerza 2, que representa un eje del basculante mucho más bajo y/o adelantado. Esta línea tiene % de la inclinación de la anterior, lo que significa que la fuerza vertical se verá también reducida a la mitad. Volvamos a considerar una aceleración de 1 g., la parte delantera casi se estará levantando y por lo tanto todo el peso estará cargado sobre el neumático trasero. Sin embargo, la



fuerza de tracción horizontal del neumático solo producirá ahora la mitad de la fuerza vertical total necesaria para soportar el peso, la otra mitad proviene de la suspensión. Por lo tanto podemos ver que la suspensión trasera soporta únicamente la mitad del peso de la moto, pero esto es exactamente lo mismo que soportaba cuando la moto estaba en reposo. Así, en este caso la suspensión trasera ni se comprime ni se extiende al acelerar. Al igual que antes el muelle delantero no tiene carga y la rueda delantera comienza a levantarse, aunque como la suspensión trasera no se extiende, el CdG queda un poco más bajo y por lo tanto podremos acelerar un poco más fuerte antes de que la rueda delantera se levante.

Para impedir que las cosas se compliquen demasiado en las explicaciones anteriores se asume de forma implícita que las ruedas y la suspensión no pesan nada. Por supuesto este hecho no es cierto y por lo tanto afecta un poco al comportamiento del anti-squat. La masa de la rueda trasera necesitará parte de la fuerza horizontal del neumático para acelerarse a sí misma y por lo tanto la fuerza que pasa a lo largo de nuestra línea de fuerza se verá reducida en cierta medida. En realidad las suspensiones tienen algo de precarga y por lo tanto, en lugar de que el tren delantero se vaya descargando gradualmente y se levante cuando la fuerza en el muelle llega a cero, la fuerza se reduce hasta llegar al valor de la precarga (tope de extensión) y entonces produce una fuerza hacia arriba que levanta la rueda, cuyo peso pasa a formar parte de la parte suspendida. La masa de la rueda delantera debe tener así mismo una fuerza horizontal pasando a través de ella para acelerarla. Esto sólo puede ocurrir a través de la horquilla. Si la rueda delantera, etc. es un 7% de la masa total, entonces una horquilla con 25 grados de lanzamiento tendrá aproximadamente un 6% más de compresión (ignorando los rozamientos parásitos) con respecto al valor estático. Esto se verá compensado por una pequeña extensión debido a la transferencia de carga.

Como he mencionado anteriormente, las líneas 1 y 2 representan dos casos especiales de anti-squat. El primero no crea un momento residual de cabeceo y tiende a elevar toda la moto de forma plana. Realmente, la moto no se mantiene horizontal porque lo normal es que la suspensión trasera tenga un muelle más duro comparado con la distribución de peso (una frecuencia de suspensión más alta, y por lo tanto realmente la parte trasera se levantará un poco menos que la delantera. Para equilibrar esto, tendríamos que montar el eje del basculante un poco más alto o un poco más retrasado que el caso de la línea 1. El segundo caso equilibra de forma exacta cualquier movimiento de la suspensión trasera, pero la delantera se levantaría igual que antes, generando squat sin que se hundiera la parte trasera. También hemos mencionado un tercer caso que tiene lugar cuando el eje del basculante se encuentra al nivel del suelo. En este caso no existe efecto anti-squat y el ángulo de cabeceo sería aproximadamente el doble que en el caso anterior, la suspensión trasera se comprimiría y la delantera se extendería.

¿Qué características de anti-squat debemos buscar? ¿Qué es lo mejor? Con respecto al tren delantero, no podemos hacer mucho, debemos aceptar que la parte delantera es independiente de la trasera y que se elevará dependiendo de la ubicación del CdG. O sea que lo único que es relevante en este aspecto es el comportamiento del tren trasero.

Si la línea de fuerza pasa muy cerca del CdG (con carga), la moto se eleva al acelerar, y a muchas personas este tipo de comportamiento les resulta perturbador. Cuando uno va rápido, existe un continuo movimiento arriba y abajo conforme bajas la velocidad y vuelves a acelerar de nuevo, en una zona de curvas este efecto puede ser muy perjudicial para la conducción. Además de este problema, existen unas cuantas desventajas más de esta geometría de anti-squat, estos efectos son menos evidentes, pero muy importantes, sobre todo

con máquinas más potentes. En primer lugar, si aplicamos suficiente potencia como para que el par que se produce en el basculante soporte todo o casi todo el peso, la suspensión trasera se extenderá a tope de forma que se convertirá en algo completamente sólido. Está claro que esto no es algo precisamente bueno.

En segundo lugar, al acelerar fuerte de forma brusca, la rueda trasera y la parte posterior de la moto tienden a separarse la una de la otra de forma muy rápida. Debido a que la masa de la moto es considerablemente superior a la del conjunto de la rueda, es la rueda la que trata de alejarse más de la moto. Esto provoca un incremento momentáneo de la carga del neumático, que se comprime en la zona de contacto con la carretera. Los neumáticos tienen algo de amortiguamiento, pero no mucho y por lo tanto esta compresión repentina puede ser precursora de rebotes del neumático o de chattering, ambos efectos son muy nocivos para una buena conducción, como todos sabemos. Este problema se puede agravar si la suspensión se extiende a tope, porque si la suspensión pasa a ser algo sólido entonces tampoco nos podrá ofrecer amortiguamiento que ayude a reducir el chattering.

Si nos decantamos por la opción de situar el eje del basculante al nivel del suelo (algo físicamente complicado), no tendremos anti-squat y la suspensión trasera se comprimirá de acuerdo a la transferencia de carga. Acelerando a tope esto puede multiplicar por dos la carga estática del muelle de forma que utilizaríamos una cantidad inaceptable del total del recorrido disponible de la suspensión, reduciéndose la capacidad de la moto para absorber baches, lo que nuevamente causaría un detrimento en la conducción, en el confort y en la tracción.

El caso descrito por la línea 2 de la figura anterior parece bastante deseable ya que la carga de la suspensión trasera no varía al acelerar, de forma que apenas se producen efectos que afecten de forma negativa a la conducción a la vez que el piloto ya no se siente “sacudido”.

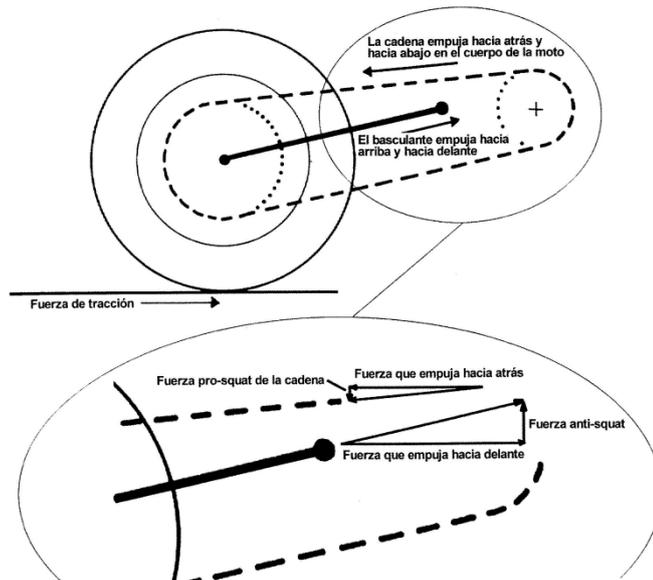
La suspensión trasera pasa a ser independiente de la fuerza de tracción.

Hemos visto que es muy complicado evitar tener demasiado anti-squat en una motocicleta con una transmisión por cardan estándar. La posición que tendría que tener el eje del basculante no es práctica.

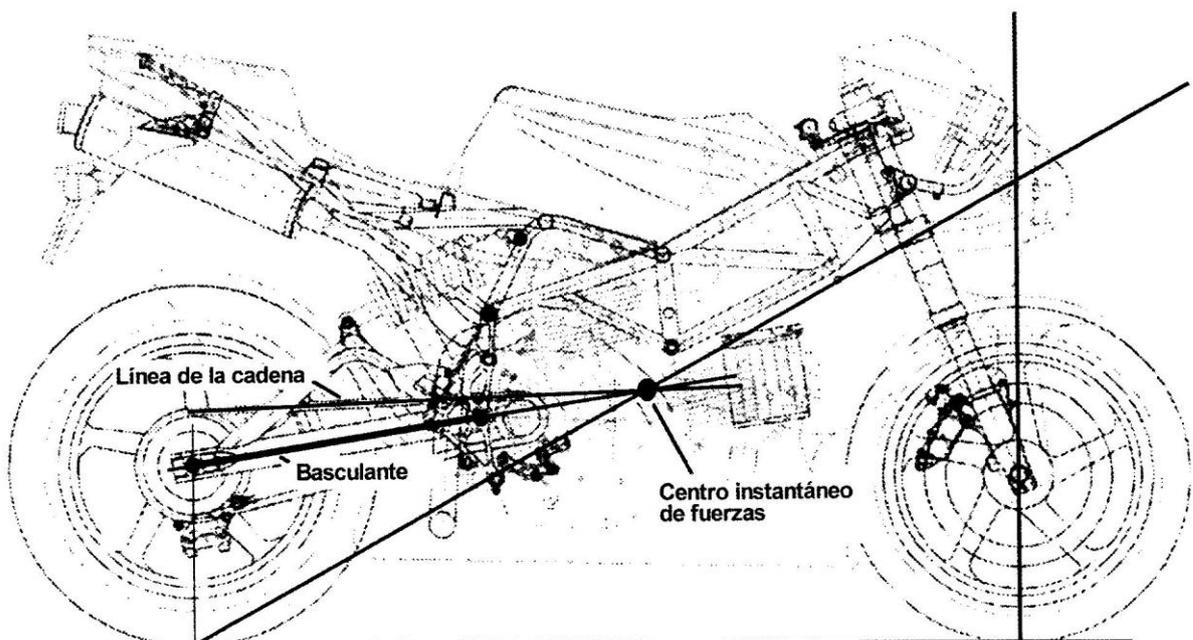
Transmisión por cadena

Puede parecer sorprendente, pero se pueden analizar las características del squat de la transmisión por cadena usando métodos gráficos prácticamente idénticos a los que hemos usado en el caso de la transmisión por cardan. La imagen siguiente muestra cómo la cadena tira hacia atrás de la mayor parte de la moto, pero la fuerza hacia delante en el basculante es mayor.

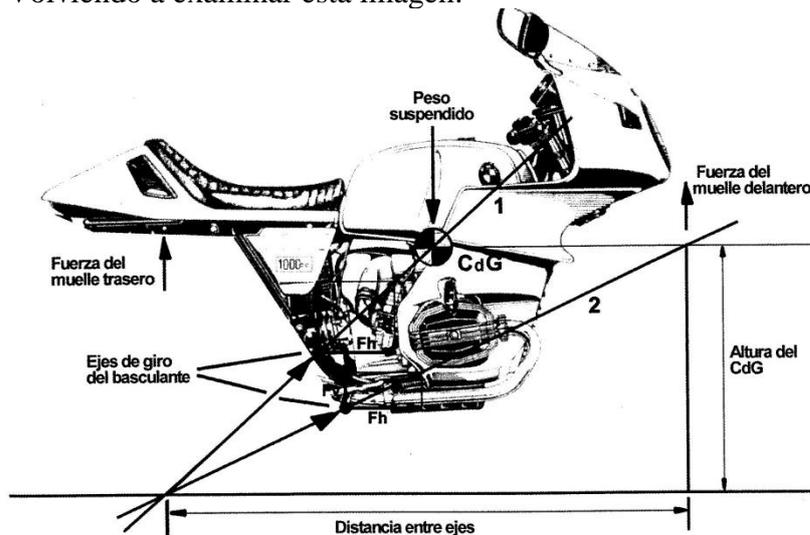
Como muestra el dibujo, con el basculante y la cadena apuntando hacia arriba, la componente vertical de la fuerza de la cadena es hacia abajo y actúa favoreciendo el pro-squat, la componente vertical de la fuerza del basculante es mayor y actúa hacia arriba produciéndose así un efecto global de anti-squat.



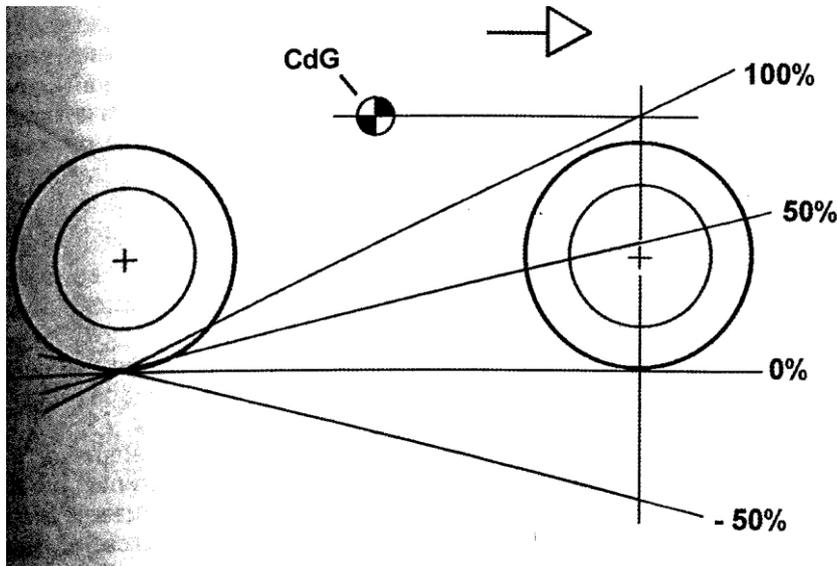
Tal y como veremos más tarde cuando la suspensión se comprime mas allá de la posición horizontal, el extremo delantero de la cadena y el basculante apuntan hacia abajo. Cuando esto ocurra el tiro de la cadena producirá un efecto anti-squat, mientras que la fuerza del basculante actuara produciendo un efecto opuesto de squat. Podemos determinar si el efecto global es pro-squat o anti-squat construyendo una línea de fuerza tal y como se muestra en la siguiente imagen. En el caso de transmisión por cadena podemos determinar un “Centro instantáneo de Fuerzas” dibujando líneas a lo largo de la cadena y del basculante. El punto donde se crucen estas líneas puede considerarse como el punto a través del cual actúan las fuerzas combinadas del basculante y de la cadena, esta fuerza debe ser compensada por fuerzas iguales y opuestas en la huella de contacto del neumático.



Podemos ver que las inclinaciones de las líneas de fuerza son muy similares en todos los casos y están muy cercanas al nivel necesario para asegurar un acoplamiento mínimo entre el movimiento de la suspensión trasera y los efectos que se producen al acelerar. De todas formas, la situación puede cambiar de forma radical a lo largo del recorrido de la suspensión. Conforme la suspensión trasera se comprime por cualquier motivo, generalmente el efecto anti-squat disminuirá y en algunos casos se transformará en pro-squat, y como ya explicamos antes, esto produce un efecto equivalente a una reducción de la dureza del muelle trasero. Volviendo a examinar esta imagen:



Podemos ver que la línea 2 representa un grado de anti-squat que equilibra de forma exacta la tendencia al squat inducida por la transferencia de carga debida a la aceleración, liberando de forma efectiva a la suspensión trasera de los efectos producidos por las fuerzas de tracción. Nos referiremos a este nivel de anti-squat como 100%. También hemos visto que si la línea de fuerza estuviera al nivel del suelo entonces tendríamos un anti-squat cero y la compresión residual de la suspensión sería únicamente debida a la transferencia de carga, esto lógicamente debería representar el 0%. Una línea de fuerza con la mitad de inclinación que en caso de un anti-squat del 100%, produciría la mitad de fuerza hacia arriba en el tren trasero y por lo tanto podríamos decir que produce un 50% de anti-squat. Utilizando esta escala porcentual tenemos una manera simple de medir el anti-squat y podemos así comparar diferentes máquinas y posiciones de la suspensión. La imagen siguiente muestra la posición de la línea de fuerza para distintos valores de anti-squat.



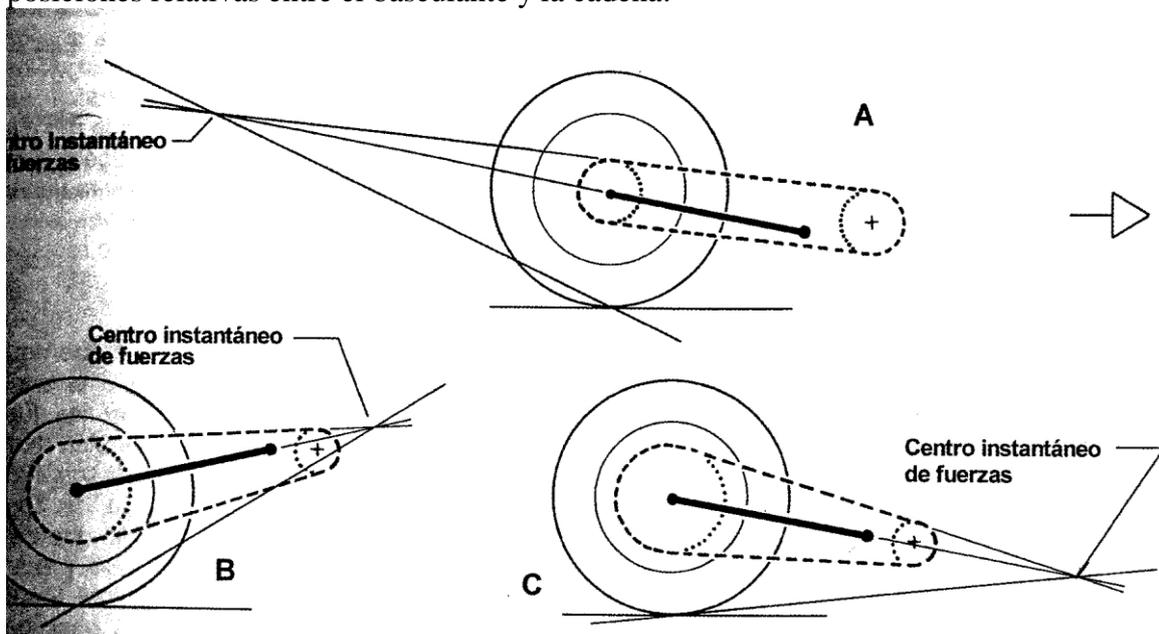
Se muestran cuatro líneas de fuerza distintas con sus correspondientes porcentajes de anti-squat.

El 100% tiene lugar cuando la línea de fuerza pasa sobre el eje delantero a la altura del CdG.

Esto separa de forma efectiva las fuerzas de tracción de la respuesta de la suspensión.

Un 0% indica que no existe anti-squat. Este caso tiene lugar cuando la línea de fuerza es horizontal.

Una línea con una inclinación negativa muestra el caso en el que las reacciones de la cadena y del basculante se suman a la compresión de la suspensión en lugar de oponerse a ella (pro squat). La siguiente imagen muestra como varia el porcentaje de anti squat con distintas posiciones relativas entre el basculante y la cadena.



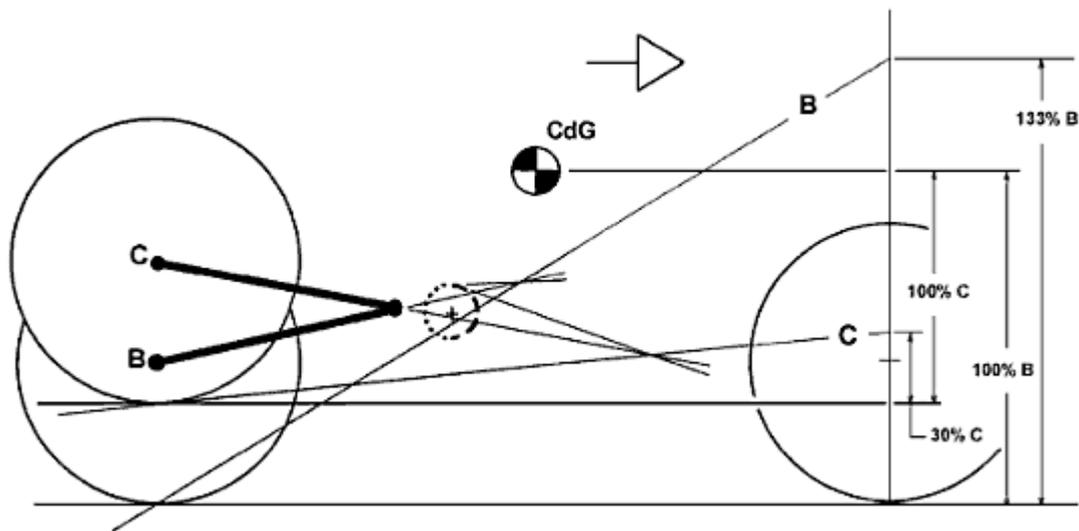
El ejemplo A muestra como cuando el basculante y la cadena divergen hacia delante el centro de fuerzas se encuentra ubicado detrás de la rueda. Esto no tiene un significado especial ya que es la línea de fuerza que va desde este centro de fuerzas a la huella de contacto del neumático la que es realmente importante. De todos modos, cuando el centro de fuerzas está detrás de la rueda, si además está sobre el nivel del suelo existiría pro squat y anti squat si el centro de fuerzas está por debajo del nivel del suelo. Es justo al contrario que cuando el centro de fuerzas se encuentra por delante de la rueda trasera.

Los casos B y C representan la misma máquina con la suspensión trasera en los dos extremos del recorrido. El caso B muestra un elevado grado de anti-squat con la suspensión extendida. Si la suspensión se comprime por cualquier razón (baches, fuerzas generadas en curva o una

mayor carga) el anti-squat se reduce tal y como se muestra en C. Así, tendríamos la sensación de que la suspensión es más blanda.

Vamos a examinar esto con más detalle. Cuando aceleramos en una carretera sin baches, la suspensión se comprime o se estira dependiendo del grado de anti-squat. Ahora, si pasamos por encima de un bache un poco grande la rueda subirá, hemos visto que esto también reducirá el anti-squat, y por lo tanto la suspensión se comprimirá aún más y el squat aumentará. Así, si estamos acelerando, un bache puede producir un movimiento mayor de la rueda hacia arriba que si lo pasamos a la misma velocidad sin acelerar. Esto significa que la dureza efectiva de la suspensión trasera se reduce conforme aplicamos la potencia. Cuanto mayor sea la potencia aplicada, menor será la dureza efectiva de la suspensión. Tal y como mencionamos anteriormente, este aspecto no es para nada deseable en un momento en el que se está transfiriendo una carga mayor a la rueda trasera.

Al comparar los casos 'B' y 'C' tenemos que tener en cuenta el hecho de que en 'C' el CdG está verticalmente más cerca de la huella de contacto del neumático (el origen de la fuerza de tracción) y por lo tanto el momento de squat debido a la transferencia de carga se ve también reducido en ese caso. Así pues, el porcentaje de anti-squat no se reduce por un margen tan grande como una mirada rápida a la figura anterior podría indicar. De todas formas la reducción sigue siendo considerable tal y como se muestra en la imagen siguiente. Este diagrama muestra 'B' y 'C' superpuestos para poder determinar los porcentajes de anti-squat. Está claro que la base para determinar el valor del 100% es diferente para las dos posiciones de la suspensión, debido a las distintas alturas del CdG con respecto a la rueda trasera. El recorrido de la rueda trasera que aparece en los dibujos es probablemente excesivo para motocicletas de carretera o de competición y por lo tanto el cambio estimado en el anti-squat es exagerado, sin embargo para una moto de campo este efecto está reducido ya que el recorrido de la suspensión sería todavía mayor. Para el caso que hemos dibujado podemos ver que con la suspensión extendida tenemos un valor de anti-squat del 133%. Cualquier valor por encima del 100% significa que las fuerzas resultantes y los momentos tienden a extender la suspensión todavía más, esto implica que la suspensión tendería a hacer tope en extensión. El caso 'C' con la suspensión comprimida muestra un anti-squat del 30%, lo que significa que el 70 % de la carga extra que soporta la rueda trasera debido a la transferencia de carga estará actuando para comprimir más la suspensión. Esto representa una carga extra suficientemente importante cuando nos movemos en línea recta, pero cuando tomamos una curva rápida ya tenemos la suspensión cargada un 40 o 50% más que cuando la moto va en línea recta.



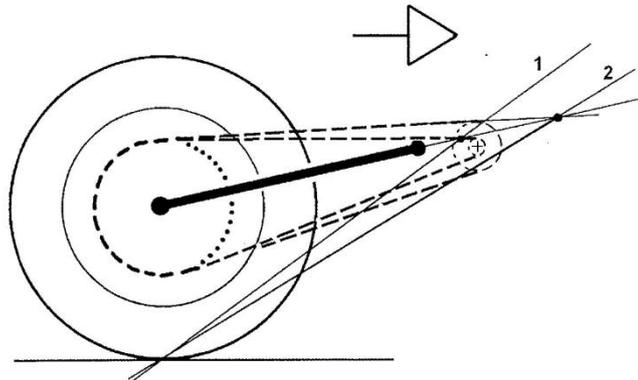
Esto representa un rango de valores de anti-squat que va desde 4.4 a 1, desde extensión a máxima compresión. ‘B’ y ‘C’ son por supuesto los casos extremos y la suspensión normalmente se encontrará en algún punto entre esos límites, por lo que la aplicación de la potencia generalmente tendrá un efecto menor que el indicado. Aunque no está dibujado en la imagen para tener una mayor claridad, el anti-squat cuando la suspensión está en una posición intermedia es igual al 100%.

Sin embargo, podemos ver que importante es la interacción entre las fuerzas de tracción y las características de la suspensión. Las explicaciones anteriores se han concentrado en situaciones en las que la moto está acelerando, cuando cerramos el acelerador o reducimos marchas, ocurren situaciones opuestas. Esto es, la moto tiende a levantarse debido a la transferencia de carga y por lo tanto necesitamos equilibrar las fuerzas para producir un efecto de anti-levantamiento.

Estas fuerzas son menores pero todavía amplían más el rango de variación de posiciones de la motocicleta. Al decelerar con el motor, la parte inferior de la cadena se encuentra bajo tensión y por lo tanto los centros instantáneos de fuerzas deben determinarse usando ese lado de la cadena, de forma que en general el porcentaje de anti-levantamiento no será igual al porcentaje de anti-squat para la misma posición de la suspensión.

En el pasado, este fue un aspecto de diseño que fue ignorado durante mucho tiempo y ciertamente su importancia era menor cuando los niveles de potencia eran más bajos. Sin embargo, los niveles de potencia de hoy en día y los grandes recorridos de suspensión han demandado más atención hacia este aspecto que es de gran importancia en la preparación de motos de competición y también en motocross. De hecho actualmente algunos chasis de carreras se construyen con la posibilidad de ajustar la altura del eje del basculante, de forma que se pueden variar las características de anti-squat para adaptarse mejor a los distintos circuitos y estilos de conducción de los pilotos.

El tamaño del piñón también tiene un efecto en el comportamiento del anti-squat, tal y como podemos ver en la imagen a continuación.



Parece que hacen falta medidas más drásticas si pretendemos conseguir un buen control de las características de anti-squat, y resulta muy sorprendente que sea el sector de las motos de campo, con sus largos recorridos de suspensión y muelles blandos, el que haya experimentado una mayor actividad en este aspecto. Las soluciones que se han intentado han incluido basculantes dobles formando paralelogramos y no paralelogramos, piñones de la cadena concéntricos con el eje del basculante, y varias ideas con piñones adicionales como en el caso del sistema A-Trak.

Conclusiones

El valor del anti-squat ha sido el más complicado a la hora de estudiarlo, ya que no existe un valor ideal. Es una característica que nos indica cómo se va a comportar la moto en situación de aceleración, pero lo que es bueno para un piloto, para otro puede no serlo.

A fin de cuentas, este valor debería conseguirse a partir de los ensayos y de centrar nuestra moto en un piloto en concreto, es decir, diseñar el grado de anti-squat a partir de los gustos concretos de quien va a conducir la moto.

Hemos visto que cuanto más cerca esté una suspensión de ser equilibrada, la tracción que puede ofrecer es mayor, el anti-squat 100% es el squat necesario que debe desarrollar la suspensión para contrarrestar completamente el efecto de transferencia de masa.

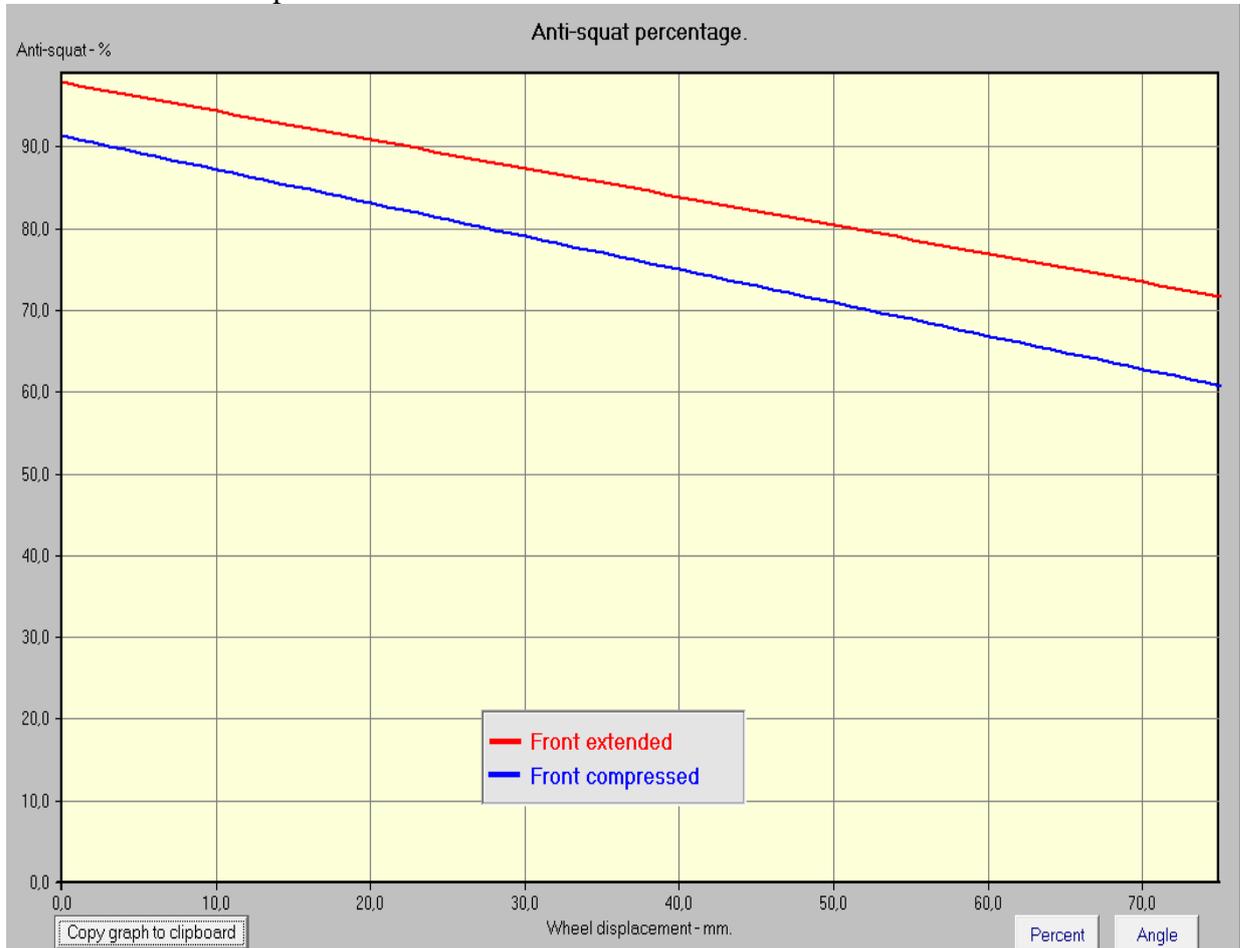
No nos interesa que la suspensión se comprima mucho durante la aceleración, ya que perdemos recorrido de amortiguación y en caso de encontrarnos un bache acelerando el sistema sería menos efectivo.

Debido a la dificultad de configurar el anti-squat en un valor en concreto, positivo para todo el conjunto, vamos a intentar que se aproxime lo máximo posible al 100%, para separar de forma efectiva los efectos de tracción de los efectos de la suspensión.

En el gráfico siguiente vemos como va a ser el comportamiento de la moto. Inicialmente, al empezar a acelerar, la suspensión delantera se extenderá al máximo debido a la transferencia de masas, ya que la fuerza de tracción tenderá a llevar el peso de la moto a la rueda trasera. En este momento hemos determinado un valor del anti-squat muy cercano al 100%, para que esta transferencia de pesos no afecte a la suspensión y se mantenga lo más estable posible.

Si la suspensión delantera está comprimida, es señal de que tras una frenada, volvemos a acelerar al máximo, y en ese momento, nos interesa que la suspensión trasera haga descender algo la moto de la parte trasera, para tener más tracción y volver a la posición natural, con la suspensión delantera extendida, por lo que el valor del anti-squat baja hasta el 90%, para producir menos fuerza hacia arriba en el tren trasero.

A medida que la suspensión está más comprimida, el valor del anti-squat disminuye. Nos interesaría que fuese un valor constante, pero eso implicaría utilizar sistemas no adaptados a motocicletas de competición.



El basculante

Historia

Aunque algunos de los primeros diseños de suspensiones con basculante, como los de Moto-Guzzi y Vincent, estaban triangulados para tener una mayor rigidez estructural, parece que este aspecto fue largamente ignorado durante los años 50 y 60, cuando los basculantes comenzaron a ser universales.

La Norton Featherbed lidero un tipo de diseño, que utilizaba un tubo transversal para el giro junto con dos brazos laterales de un diámetro relativamente pequeño. La falta de rigidez torsional llegaba a tal nivel que Girling vendía amortiguadores ajustados por parejas como opción extra, para reducir la torsión adicional debida al desequilibrio de la suspensión. Hasta que Yamaha resucito el basculante triangulado, a finales de los 60 y durante los primeros 70, no se comenzó a prestar atención a las Consideraciones estructurales. Desde entonces hasta hoy en día, la rigidez de los basculantes se ha ido incrementando de forma gradual.

La flexibilidad del basculante permite que la rueda se mueva hacia los lados creándose ángulos de comba y de deriva y por lo tanto fuerzas de dirección. La figura 5.3 (al final de este apartado) muestra estos modos de deformación y su efecto en la orientación de la rueda. Como estas acciones sobre la dirección no están bajo el control directo del piloto, podemos pensar que van en detrimento del comportamiento dinámico y de la estabilidad, pero en cierto modo actúan de forma parecida al avance de la rueda delantera. Tanto la variación del ángulo de comba como el ángulo de deriva actúan oponiéndose a la fuerza perturbadora, y por lo tanto en algunos casos realmente pueden producir una distorsión menor en la dirección. En general la rigidez estructural de los componentes de un chasis hoy en día ya ha alcanzado un nivel que puede causar problemas para absorber los baches en las curvas, y algunos fabricantes están introduciendo de forma deliberada cierta flexión controlada.

Monobrazo o doble brazo

Los basculantes monobrazo se han usado desde hace mucho tiempo en pequeños ciclomotores y scooters, pero no empezaron a considerarse como una opción seria para motocicletas deportivas grandes y para motos de competición hasta que no aparecieron las Elf de resistencia diseñadas por Andre de Cortanze. Desde entonces ha existido diversidad de opiniones con respecto a esta solución. Honda lo ha empleado en una gran variedad de motos deportivas y de carreras, tanto con transmisión por cadena como por cardan, Ducati ha tenido mucho éxito en los circuitos, mientras BMW ha pasado a emplear el monobrazo de forma exclusiva en todos sus modelos con transmisión por cardan, primero con un brazo rígido muy simple y más tarde con un sistema articulado llamado “paralever” que controla el levantamiento y el squat. MV ha decidido utilizar un monobrazo de fundición en su nueva superbike F4, De hecho los basculantes monobrazo tienen un uso mucho más amplio de lo que normalmente se piensa.



Basculante monobrazo de la



*Ducati1098
brazo*

Ejemplo de basculante con doble

Sin embargo, la mayoría de los fabricantes todavía utiliza el diseño estándar de los últimos 50 años, el basculante de doble brazo, de una forma u otra. ¿Cuál es el motivo? ¿Quizás se debe a la tradición, consideraciones de fiabilidad del producto, estética o es que el diseño simétrico del basculante de dos brazos tiene algunas ventajas técnicas? Lo que nos interesa es el aspecto técnico de esta pregunta y para encontrar la respuesta tendremos que estudiar qué características hacen que un basculante sea bueno y como ambos planteamientos (monobrazo y doble brazo) llegan a encontrar esos requerimientos.

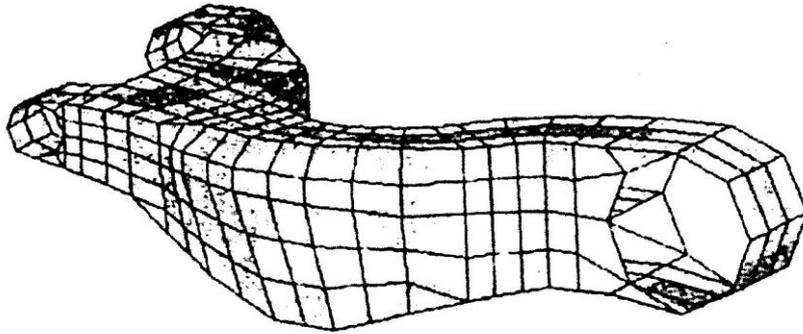
Asumiendo que ambas variantes tienen la misma geometría (misma longitud y los mismos puntos de anclaje al chasis), y que tanto el muelle como el amortiguamiento son iguales, existen tres criterios principales para compararlos:

- Rigidez estructural
- Peso total
- Masa no suspendida.

Comparación estructural

Dado que el diseño real de un basculante monobrazo y de uno de dos brazos varía tanto, resulta difícil poder compararlos. Los basculantes monobrazo para transmisión por cadena al estilo de los que han diseñado Honda, Ducati y otros, utilizan formas muy complejas, debido a que montan la corona de la cadena por el lado de fuera. Las propiedades estructurales de estos brazos se pueden evaluar utilizando técnicas de análisis por elementos finitos. Es un método de cálculo por ordenador que considera que la estructura está compuesta por muchos

elementos pequeños unidos juntos, de acuerdo a unas reglas determinadas, para formar la pieza completa. La imagen siguiente muestra un ejemplo de cómo se dividió un basculante Ducati de fundición de magnesio para este tipo de análisis. Normalmente los basculantes monobrazo para motos con transmisión por cardán tienen una construcción más sencilla.



Las características de la deformación de un basculante de dos brazos dependen en gran medida de la naturaleza y la rigidez del eje de la rueda y de su método de anclaje. El peor caso lo encontramos en aquellos basculantes que tienen una fina chapa en su extremo con una ranura para el ajuste de la cadena, este caso se acerca mucho al de un eje con articulaciones en ambos extremos. El mejor caso probablemente lo podremos encontrar en máquinas con transmisión final por cardán, que suelen tener un eje con un anclaje muy rígido. La fig. 5.1 muestra el patrón de deformación de dos casos extremos. En el primero el eje no aporta ningún efecto rigidizador y en el segundo el eje tiene una unión completamente sólida con el basculante. En el mundo real, un basculante estaría en algún lugar entre estos dos extremos y los resultados que veremos más adelante son un promedio de estos dos valores extremos.

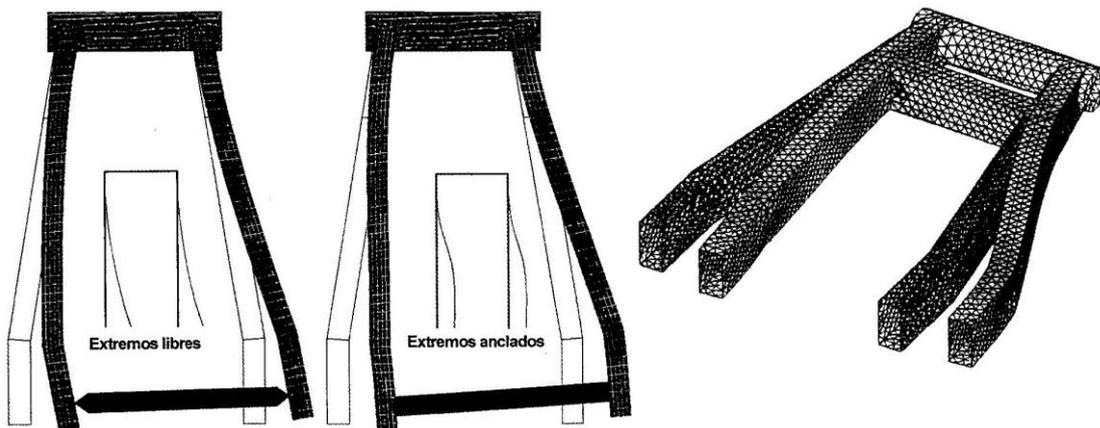


Fig. 5.1

La deformación torsional del basculante de dos brazos tiene 3 fuentes principales de flexibilidad que debemos considerar.

- Torsión en el eje de pivotamiento del basculante.
- Flexión vertical de los brazos.

- Torsión de los brazos laterales, que depende fundamentalmente del tipo de anclaje del eje de la rueda, al igual que en caso de la flexión lateral.

Para hacernos una idea acerca de si alguno de los dos tipos de construcción, monobrazo o doble brazo, tiene una ventaja estructural importante sobre el otro vamos a considerar unos análisis por elementos finitos de ejemplos simples de cada tipo, en acero, y después compararemos los resultados. Cada tipo se ha analizado de dos formas, tal y como se muestra en las imágenes 5.1 y 5.2. El ejemplo de dos brazos se analiza tanto con un segundo tubo transversal de refuerzo, como sin él. El monobrazo con y sin un refuerzo de chapa por detrás del tubo de pivotamiento. En ambos casos se utilizan brazos de 457 mm. de longitud, y ambos tienen tubos de pivotamiento idénticos, de 203 mm. de ancho, 44.4 mm. de diámetro y 3.17 mm. de espesor de pared. Para el diseño tradicional de dos brazos, estos están contruidos con chapa de 51 x 25 x 1.59 mm. Esta es una configuración típica utilizada por muchos fabricantes de piezas especiales. El basculante monobrazo que vamos a analizar es el que montaba la Q2 (cuya foto aparece un poco más adelante), que empleaba un tubo de 76 mm. de diámetro con una pared de 1.59 mm. Así que ambos casos corresponden a ejemplos prácticos.

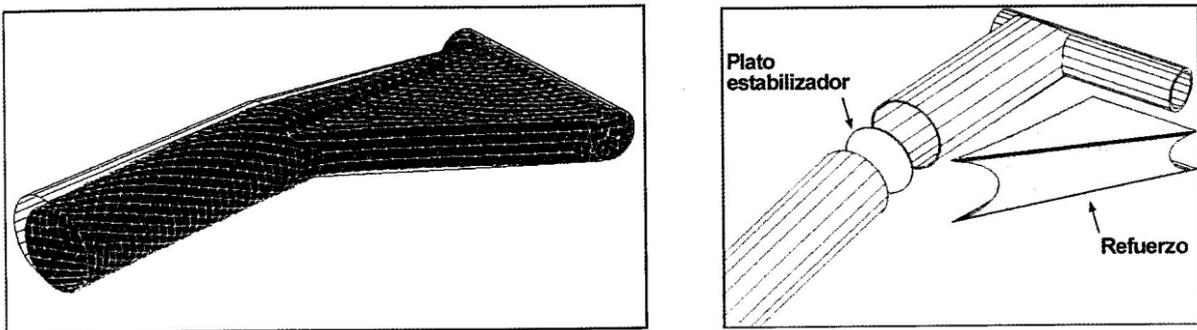


Fig. 5.2

La fig. 5.3 muestra las deformaciones de la rueda que hemos considerado y los resultados de los análisis. Se muestran como un porcentaje del resultado más rígido en cada caso. Podemos ver que en los dos ejemplos que analizamos ninguno tiene una ventaja clara sobre el otro. El monobrazo reforzado y el basculante de dos brazos reforzado con un segundo tubo transversal tienen prácticamente la misma rigidez en lo que se refiere a la variación del ángulo de comba. En cuanto al desplazamiento lateral, el monobrazo es casi el doble de rígido, pero la situación es la contraria en el ángulo que gira la rueda (ángulo de guiñada). En el ejemplo de dos brazos la resistencia de la rueda a girar con un movimiento de guiñada depende mucho de la disposición del diseño. Por ejemplo si los dos brazos son paralelos, tendremos un ángulo de giro muy pequeño a pesar de la flexibilidad lateral de los brazos. Por el contrario, si los brazos se abren hacia la parte trasera, como suele ocurrir casi siempre en la práctica, entonces la rueda girará cierto ángulo, tal y como podemos ver en la fig. 5.1. Así pues, resulta complicado generalizar sobre las características del diseño de doble brazo. Para ello hay que estudiar los detalles de ejemplos específicos.

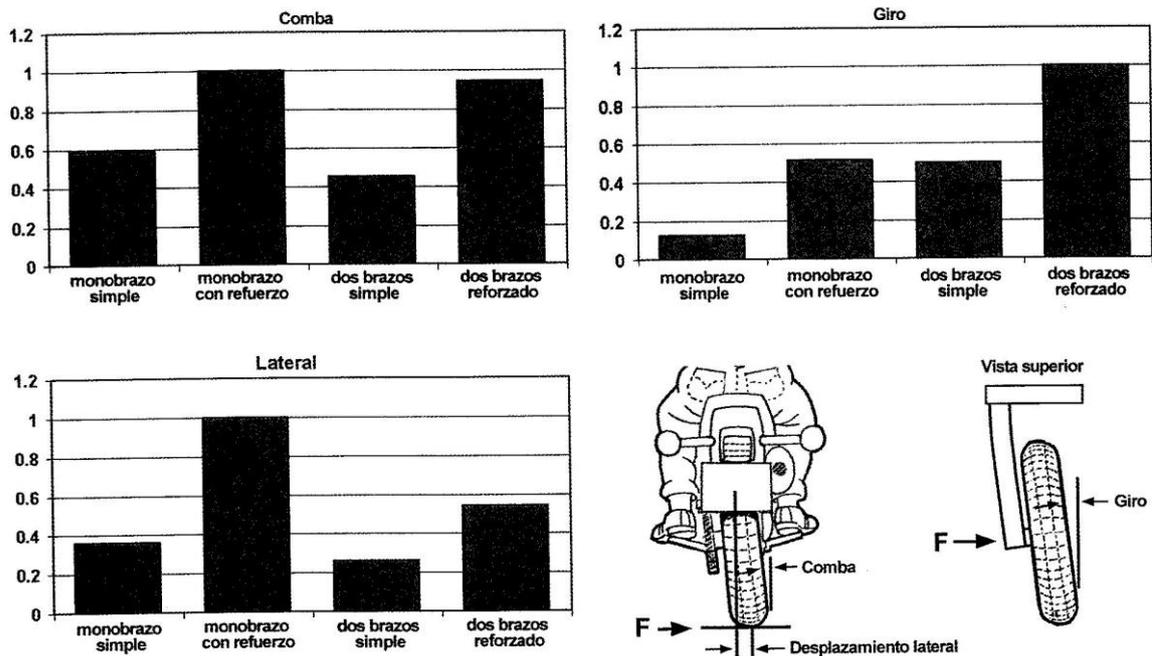


Fig. 5.3. Resultados de la comparación por elementos finitos. Los valores de rigidez se muestran en función del mejor de cada caso. El dibujo de abajo a la derecha muestra los 3 tipos de desplazamiento que se consideran en el análisis, cuando sometemos al conjunto a una fuerza lateral (F) en el punto de contacto del neumático con la carretera.

Está claro que la adición del refuerzo del basculante monobrazo y del segundo tubo transversal en el basculante de doble brazo es muy eficiente a nivel estructural. En cada caso la rigidez global se multiplica aproximadamente por dos a cambio de un pequeño aumento de peso. Así pues, parece que ambos tipos de basculante se pueden construir para que tengan un comportamiento estructural satisfactorio. Las diferencias en los valores de rigidez que hemos obtenido con estos ejemplos son menores que las que se podrían obtener con cualquier otro diseño dependiendo del diseño de detalle, por lo que la decisión sobre qué tipo elegir normalmente estaría basada en otra clase de consideraciones. La facilidad para el cambio de rueda podría ser un punto definitivo a favor del monobrazo, especialmente en carreras de resistencia, pero existen otras consideraciones como el coste, la facilidad de ajuste de la cadena, la facilidad para conseguir las tolerancias de fabricación necesarias, la estética, la tradición y otras.

Como regla general, resulta necesario equilibrar la rigidez relativa de los componentes del chasis. Por ejemplo no tiene sentido aumentar el peso para rigidizar un buen basculante que se usa en un chasis muy flexible, sería mejor utilizar ese aumento de peso para rigidizar primero el chasis.

Resumen

Hoy en día, la suspensión trasera mediante basculante es un diseño universal. A lo largo del tiempo se ha ido incrementando la rigidez estructural, lo que en general ha beneficiado el comportamiento dinámico. Con una o dos excepciones, el empleo de dos amortiguadores montados casi verticales, uno a cada lado de la rueda, fue el sistema de suspensión favorito durante un largo periodo de tiempo. De hecho este sistema todavía se utiliza mucho, aunque

en las motos de campo, en las de competición y en las deportivas el sistema más habitual se basa en algún tipo de monoamortiguador comprimido por un sistema de bieletas. Aparte de proporcionar ventajas estructurales esta solución proporciona una gran libertad en la fase de diseño para hacer que la constante elástica tenga características progresivas o regresivas. Actualmente existe una gran discusión, aunque sin ningún consenso, sobre si merece la pena utilizar basculantes monobrazo en lugar de los más habituales de doble brazo. En realidad, probablemente se puede hacer que ambos trabajen igual de bien dependiendo de la calidad del diseño de detalle. La facilidad de cambio de rueda debería ser una gran ventaja para el monobrazo en carreras de resistencia. Las motos con transmisión por cardán han conseguido un gran volumen de fabricación de sistemas monobrazo.

Si bien existen varias soluciones posibles al problema de la variación de la distancia que existe entre el piñón de ataque y la corona de la rueda, son muy poco utilizadas. En general, la variación de la holgura de la cadena es algo que se acepta, aunque con los largos recorridos de suspensión de las motos de campo se producen variaciones demasiado grandes como para no tenerlas en cuenta. Esto se controla a través de un piñón que se empuja mediante un muelle.

Análisis de necesidades

Para realizar una correcta elección final del tipo y material del chasis a fabricar primero estudiaremos cuales son todas las necesidades funcionales que debe cumplir. Para ello realizamos una búsqueda intuitiva de forma que obtenemos la gran mayoría de requerimientos funcionales.

Rigidez

Como ya hemos visto, es una de las características principales de un basculante. La estructura de la moto debe ser capaz de mantener los parámetros geométricos dentro de unos valores adecuados ante todas las condiciones de carga que preveamos que pueden tener lugar. La rigidez está relacionada con la deformación temporal que sufre la estructura cuando le aplicamos una carga y después la descargamos. Por lo tanto trataremos de diseñar un basculante lo más rígido posible.

Cargas

El basculante tendrá que ser capaz de soportar todas las cargas sin entrar en la zona plástica del material. Habrá situaciones en las que soportará el peso de todos los componentes, del piloto, debido a la transferencia de cargas. También hay que tener en cuenta las reacciones en los neumáticos así como las cargas dinámicas que se generen en el funcionamiento de la moto.

Peso

Como en todos los vehículos de competición el peso es una característica importantísima, por ello trataremos de reducirlo bastante, pero no tenemos porque obsesionarnos con aligerarlo al máximo, ya que la moto tiene que llegar a un peso mínimo de 90kg.

Material

El material seleccionado influirá tanto en el diseño como en el coste del prototipo, ya que va ligado a la dificultad de fabricación.

Fabricación

- **Dificultad:**

Dificultad de fabricación desde un punto de vista de conseguir los resultados esperados y de no encarecer demasiado el coste.

- **Disponibilidad de empresa especializada:**

Disponer de personal cualificado para la correcta fabricación del prototipo.

- **Coste:**

Tanto del material a utilizar como la mano de obra necesaria para la fabricación. Cabe destacar que uno de los patrocinadores del equipo es una empresa especializada en la soldadura en acero.

Espacio

Nos referimos a la posibilidad de realizar cambios sobre la moto en el menor tiempo posible, es decir que sean accesibles los elementos modificables como por ejemplo la regulación de la precarga del amortiguador. Esta función es necesaria en las motos de competición ya que se encuentran continuamente sometidas a cambios durante las carreras.

Variabilidad

Al tratarse de un primer prototipo y de no disponer de datos de partida, trataremos de realizar una configuración que nos permita realizar algunos cambios sobre los parámetros geométricos de la motocicleta. Estos cambios se refieren a la posición de la rueda trasera y a la posición del anclaje del amortiguador.

Montaje

El basculante tendrá que ser diseñado para que sea fácil el montaje de todos los elementos que componen la suspensión trasera. Además para ello se tendrán que utilizar herramientas estándares.

Estética

Al tratarse de una competición de ingeniería donde se valora tanto el diseño como la innovación es importante que la estética del basculante sea buena. Además para el piloto y para cualquier usuario de motos es importante que el basculante le transmita sensación de seguridad a primera vista.

Resistencia a impactos

Es importante tener en cuenta que el basculante será utilizado para la competición donde las caídas e impactos que pueda sufrir este son probables. Tendrá que estar preparado para resistir ciertos golpes, ya que es una pieza de la que no hay repuestos y en caso de rotura, habría que abandonar la competición.

Selección de tipo y material según necesidades

Para la designación de la mejor solución se va a elaborar una matriz de decisiones de modo que evaluaremos los diferentes tipos de basculante en función de nuestras necesidades. Esta técnica consiste en evaluar los distintos basculantes en base a distintos criterios (técnicos, económicos, ergonómicos, etc.) de modo que podamos decidir cuál es el óptimo, teniendo en cuenta que se tratará de una solución de compromiso entre las ventajas e inconvenientes observadas en todos ellos.

Primeramente, vamos a elegir qué tipo de basculante vamos a diseñar, monobrazo o de doble brazo. Vamos a comparar los dos modelos, teniendo en cuenta rigidez, peso total, espacio y facilidad de diseño y fabricación.

- Rigidez: hemos visto que en ambos casos se pueden conseguir altas rigideces reforzando el modelo. En la imagen 5.3 se puede ver un estudio comparativo de rigidez ante distintas deformaciones, y existen pocas diferencias entre uno o dos brazos. Este concepto no va a ser muy indicativo a la hora de elegir entre uno y otro.
- Peso: en este caso tampoco hay mucha diferencia, aunque el basculante de un solo brazo necesita más masa para llegar a los mismos valores de rigidez que el de dos brazos. Además hemos visto que el peso no es el factor más importante en nuestra moto, ya que hay que llegar a un peso mínimo de 90kg, un valor elevado para una moto de 125cc.
- Espacio: va a ser un factor importante de diseño, ya que en la parte posterior de la moto hay un gran número de elementos y articulaciones. El basculante monobrazo ocupa sólo el lado de la cadena (lo que complica el diseño), y además nos dificultaría el anclaje del sistema de bieletas, mientras que en el de doble brazo reforzado, esta unión es más sencilla y el paso de la cadena se hace más sencillo ya que libera el espacio de esa zona. Si fuese transmisión por cardan, sería más aconsejable utilizar el monobrazo, o en carreras de resistencia, ya que facilita el cambio de rueda.
- Facilidad de diseño y fabricación: es el factor de diseño más importante. En cuanto al diseño, el monobrazo requiere prestar mucha atención al paso de la cadena, y dimensionarlo se antoja más complicado, mientras que un basculante de dos brazos es algo más sencillo debido a que es casi simétrico y el volumen está más distribuido por alrededor de la rueda.

Por todo esto, optamos por el basculante de dos brazos, ya que al monobrazo se le ve más estético, aunque igualmente funcional para algunos casos.

Ahora toca plantear los distintos tipos de basculante de doble brazo, vistos desde el punto de vista de la fabricación. Las dos grandes familias de basculantes son los fabricados en aluminio y los hechos con acero, ya sea mediante perfiles o tubos. Vamos a añadir a estas dos opciones una tercera, poco utilizada, pero que puede aportar cosas interesantes, como mayor rigidez y reducción de peso. Vamos a estudiar la fabricación en fibra de carbono.



Basculante de fibra de carbono de la Ducati Desmosedici

Seguido de esto, vamos a valorar cada una de las necesidades funcionales según se importancia. Daremos un 3 a aquellas necesidades que sean de alta importancia, 2 a las de media y 1 a las de baja importancia.

| IMPORTANCIA | VALOR |
|-------------|-------|
| ALTA | 3 |
| MEDIA | 2 |
| BAJA | 1 |

La valoración de las necesidades funcionales según su importancia será:

| Necesidades funcionales | Valoración |
|-------------------------------|------------|
| Rigidez | 3 |
| Cargas | 3 |
| Peso | 2 |
| Material | 2 |
| Fabricación | |
| • Dificultad | 3 |
| • Disponibilidad | 3 |
| • Coste | 3 |
| Espacio | 2 |
| Variabilidad | 2 |
| Montaje | 2 |
| Estética | 1 |
| Resistencia a impactos | 1 |

Ahora vamos a valorar como cumple cada chasis los diferentes requerimientos funcionales.

| CUMPLIMIENTO | VALORACIÓN |
|--------------|------------|
| Muy bien | 5 |
| Bien | 4 |
| Normal | 3 |

| | |
|---------|---|
| Mal | 2 |
| Muy mal | 1 |

| Necesidades/Tipos basculante | Aluminio | Acero | Fibra de carbono |
|-------------------------------|----------|-------|------------------|
| Rigidez | 4 | 5 | 4 |
| Cargas | 5 | 5 | 5 |
| Peso | 4 | 3 | 5 |
| Material | 3 | 4 | 3 |
| Fabricación | | | |
| • Dificultad | 3 | 4 | 2 |
| • Disponibilidad | 2 | 5 | 3 |
| • Coste | 2 | 4 | 2 |
| Espacio | 3 | 3 | 3 |
| Variabilidad | 4 | 4 | 3 |
| Montaje | 4 | 4 | 4 |
| Estética | 4 | 3 | 5 |
| Resistencia a impactos | 3 | 3 | 1 |

Una vez realizada la valoración del cumplimiento de las necesidades funcionales por cada tipo de basculante, vamos a obtener el producto de la importancia y el cumplimiento. Sumaremos todos los valores de cada chasis de forma que obtendremos un valor representativo del cumplimiento de las necesidades por cada tipo de basculante de forma que nos permitirá seleccionar el que mejor se nos ajusta.

Importancia por cumplimiento:

| Necesidades/Tipos chasis | Doble viga | Tubular triangulado | Tubular convencional |
|-------------------------------|------------|---------------------|----------------------|
| Rigidez | 12 | 15 | 12 |
| Cargas | 15 | 15 | 15 |
| Peso | 8 | 6 | 10 |
| Material | 6 | 8 | 6 |
| Fabricación | | | |
| • Dificultad | 9 | 12 | 6 |
| • Disponibilidad | 6 | 15 | 9 |
| • Coste | 6 | 12 | 6 |
| Espacio | 6 | 6 | 6 |
| Variabilidad | 8 | 8 | 6 |
| Montaje | 8 | 8 | 8 |
| Estética | 4 | 3 | 5 |
| Resistencia a impactos | 3 | 3 | 1 |
| SUMA | 91 | 111 | 90 |

Según el análisis realizado la solución que mejor se ajusta a nuestras necesidades es el basculante de tubos o perfiles de acero. Sus principales ventajas son su buena rigidez y su resistencia a las cargas además de sus buenas características de fabricación. El disponer además de unos de nuestros patrocinadores IMCA una empresa de soldadura en acero facilitará muchísimo la fabricación, ya que serán ellos los que lo suelden. El permanente contacto con la empresa nos permitirá optimizar el diseño.

Diseño preliminar

Introducción

Las funciones principales de un basculante de motocicleta son de principalmente de dos tipos: estáticas y dinámicas. Desde el punto de vista estático el basculante debe de ser capaz de soportar fuerzas de amortiguador, el peso del piloto, del motor, la transmisión y todos los accesorios necesarios para el correcto funcionamiento. La otra función es la que se refiere a la dinámica de la moto, el basculante, junto a otros elementos como chasis, horquilla y ruedas son los encargados de proporcionar una buena adherencia, manejabilidad y confort.

Para que la motocicleta sea capaz de seguir la dirección deseada, el basculante debe ser capaz de proporcionar una buena resistencia a la flexión y a la torsión. Además debe conseguir mantener la rueda trasera en el mismo plano que la delantera y que no se modifiquen los parámetros geométricos impuestos, ante las fuerzas a las que será sometido debido a los baches, la propia transmisión, las frenadas y las curvas.

Diseño conceptual

Una vez desarrollados los requerimientos funcionales que nuestro producto debe cumplir hemos empezado a diseñar conceptualmente los distintos componentes y los mecanismos de funcionamiento del producto. Para ello hemos hecho bocetos y dibujos con el fin de explicar mejor las ideas que hemos tenido.

Para un correcto diseño del basculante dividimos el diseño en dos partes principales. La primera consiste en la configuración geométrica de las barras que unirán la pipa de dirección con el eje del basculante. Las cotas de estos puntos vienen determinadas por el estudio dinámico del comportamiento de la motocicleta. La función principal del chasis es unir estos puntos de forma que permanezcan invariables. Por lo tanto trataremos de realizar un chasis lo más rígido posible, sin descuidar el peso.

La segunda parte del diseño se centrará en el diseño de todos los anclajes, uniones y partes del sistema de suspensión (balancín y bieleta) debido a que el basculante es el encargado de soportar todas las fuerzas, estos deberán ser estudiados en detalle. Además la necesidad de permitir la variabilidad de ciertas cotas hará que cada uno de los anclajes deba ser estudiado de forma individual.

Configuración geométrica

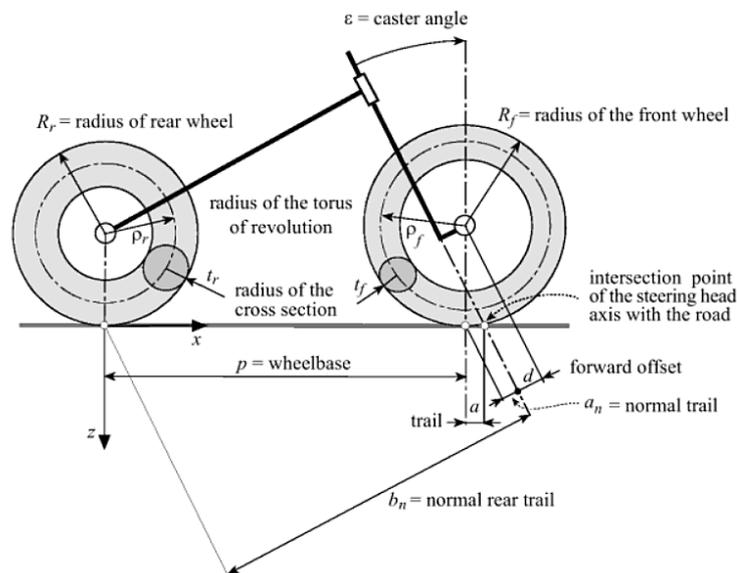
En cuanto a configuración geométrica nos referimos a la disposición de las barras que unen el eje del basculante, situado en el chasis, con el eje de la rueda trasera. Trataremos de optimizar la geometría que nos proporcione mayor rigidez en ciertos ensayos. Sin entrar con demasiada profundidad en cómo se producen los anclajes del rocker, amortiguador trasero, etc.

Cuanto mayor sea el número de barras y mayor sea el espesor de estas conseguiremos una mayor rigidez. El problema es que un aumento excesivo del peso del basculante penaliza en carrera por lo que para nuestro caso buscamos una relación rigidez/peso adecuada.

El diseño está sujeto a los parámetros geométricos obtenidos en los proyectos “Optimización de parámetros principales y cálculo de cargas de una motocicleta de competición” y “Diseño y cálculo estructural del chasis de una motocicleta de competición”. Por lo tanto se buscará la eficiencia del basculante para estos parámetros geométricos.

Parámetros geométricos

Estos son los parámetros geométricos de la moto, elegidos en los proyectos mencionados anteriormente. Nos centraremos únicamente en los que influyen al basculante:



Parámetros geométricos de la motocicleta

- Distancia entre ejes:

Se trata de la distancia entre los puntos de contacto de los neumáticos con la carretera. En el dibujo es “p” wheelbase.

$$P=1250 \text{ mm}$$

- Ángulo de lanzamiento:

Es el ángulo que forma la pipa de dirección con el eje vertical. En el dibujo es “ε” caster angle.

$$\varepsilon= 0.40838$$

- Avance normal:

Es la mínima distancia entre el punto de contacto del neumático delantero con la carretera y el eje de dirección. En el dibujo es “an” normal trail.

$$a_n = 0.08 \text{ m}$$

- Distancia longitudinal del Centro de gravedad:

Es la distancia longitudinal del centro de gravedad respecto a la rueda trasera.

$$b = 0.7 \text{ m}$$

- Distancia vertical del Centro de gravedad:

Es la distancia vertical del centro de gravedad.

$$h = 0.65 \text{ m}$$

- Radio del neumático delantero:

$$R_f = 282.4 \text{ mm}$$

- Radio del neumático trasero:

$$R_r = 296.4 \text{ mm}$$

- Parámetros del basculante:

Longitud del basculante = 530 mm

Ángulo del basculante = 12°

Altura del eje del basculante = 406,6 mm

- Posición relativa del eje del basculante respecto al piñón

El eje del basculante se encuentra 10 mm por debajo del eje del piñón de salida.

- Anclaje amortiguador trasero

Altura = 639 mm

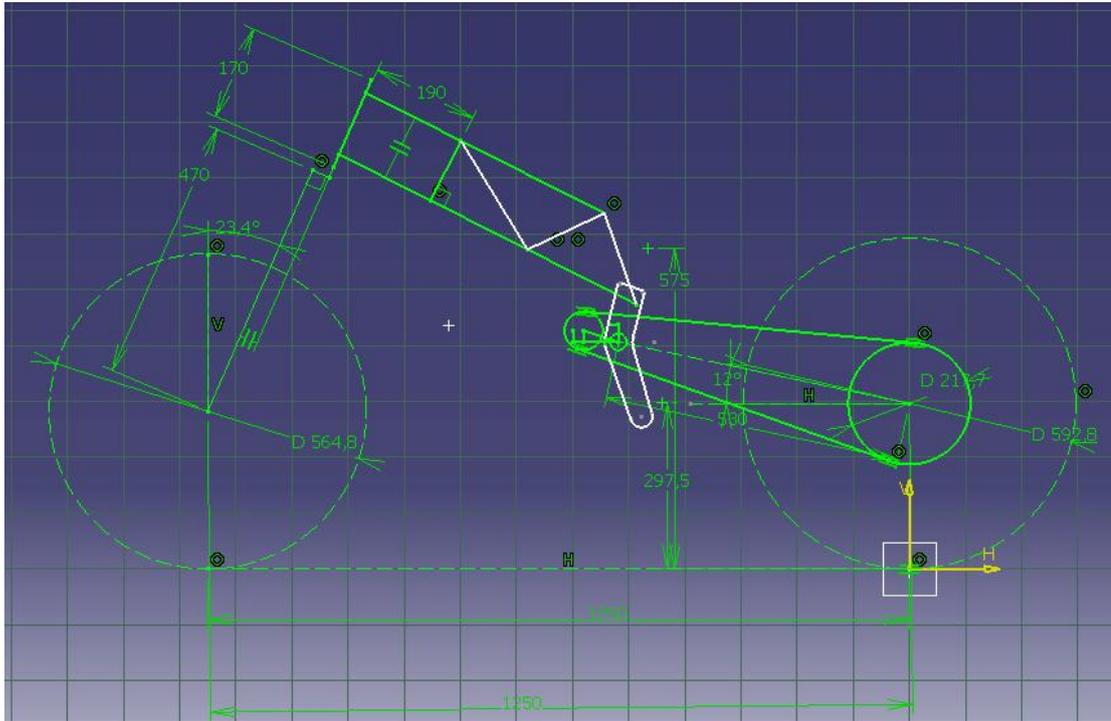
Distancia longitudinal respecto al eje del basculante = 33 mm

- Anclaje del balancín en el basculante:

Altura = 304 mm

Distancia longitudinal respecto al eje del basculante = 58,8 mm

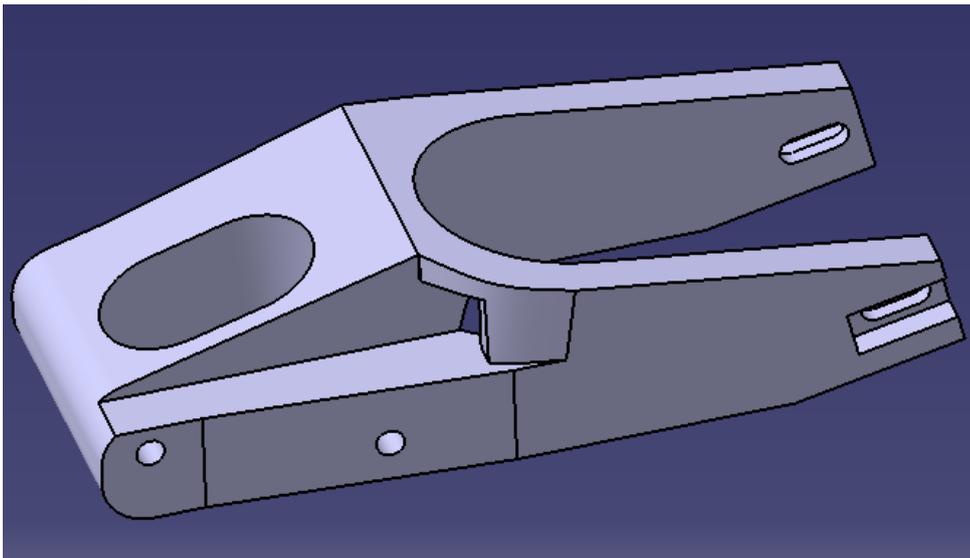
Esta sería la configuración geométrica para la que debe diseñarse el basculante:



Bocetos

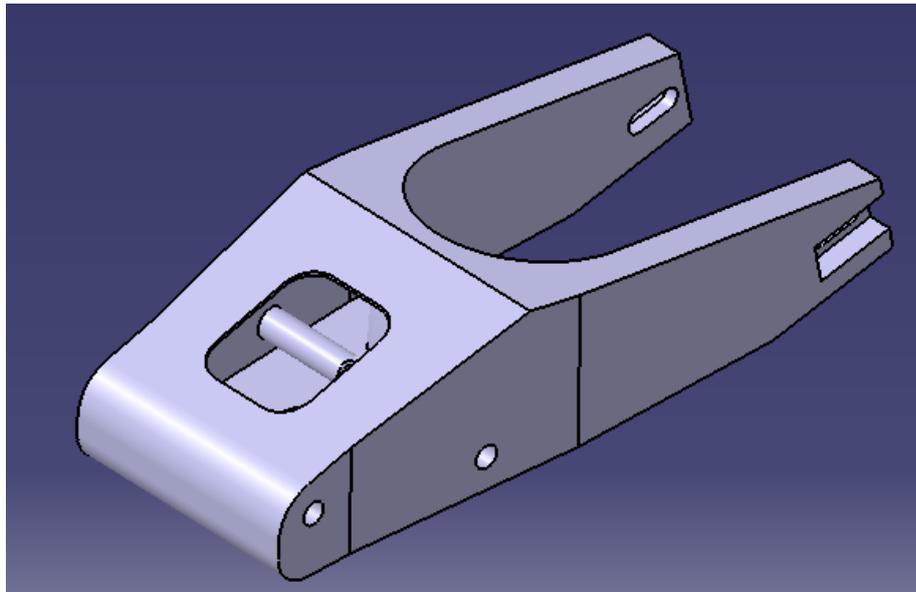
Teniendo en cuenta los diferentes parámetros geométricos realizamos unos primeros bocetos. Antes de elegir el material definitivo, se diseñaron varios bocetos pensados para otros tipos de fabricación.

Boceto 1



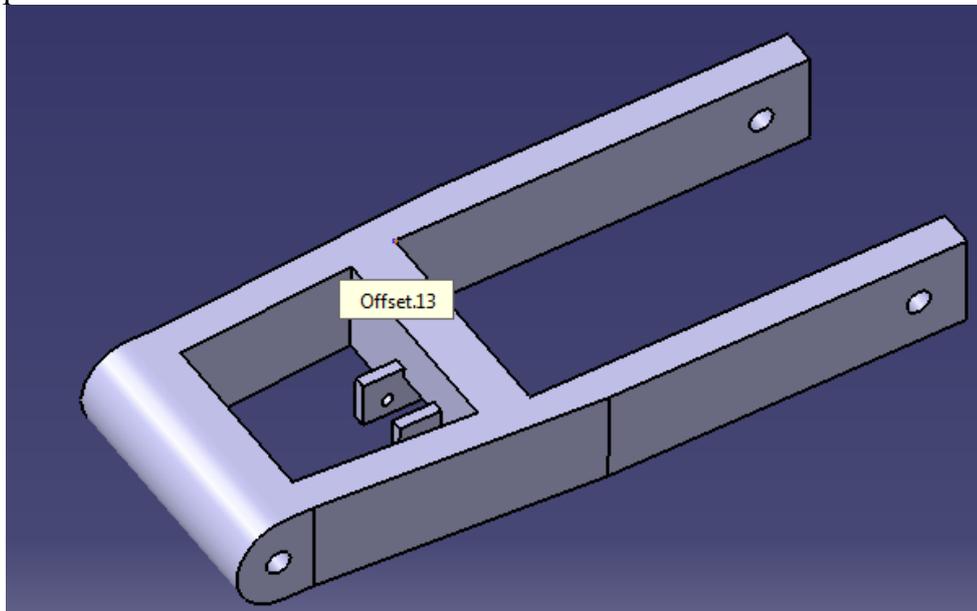
Este diseño estaba pensado para una posible fabricación en aluminio o en fibra de carbono. En aluminio requeriría un nerviado interior para fortalecer la estructura, y en fibra se fabricaría a partir de un molde que cubrimos con láminas de carbono correctamente

orientadas. Ambos tipos de fabricación son dificultosos, en Navarra no encontramos una empresa que trabaje con aluminio dispuesta a hacer esta pieza, y la fabricación en fibra de carbono se antoja complicada y cara, ya que hay que elaborar el molde, y los distintos anclajes serían puntos muy frágiles de la estructura. Esta es otra evolución algo distinta del mismo modelo

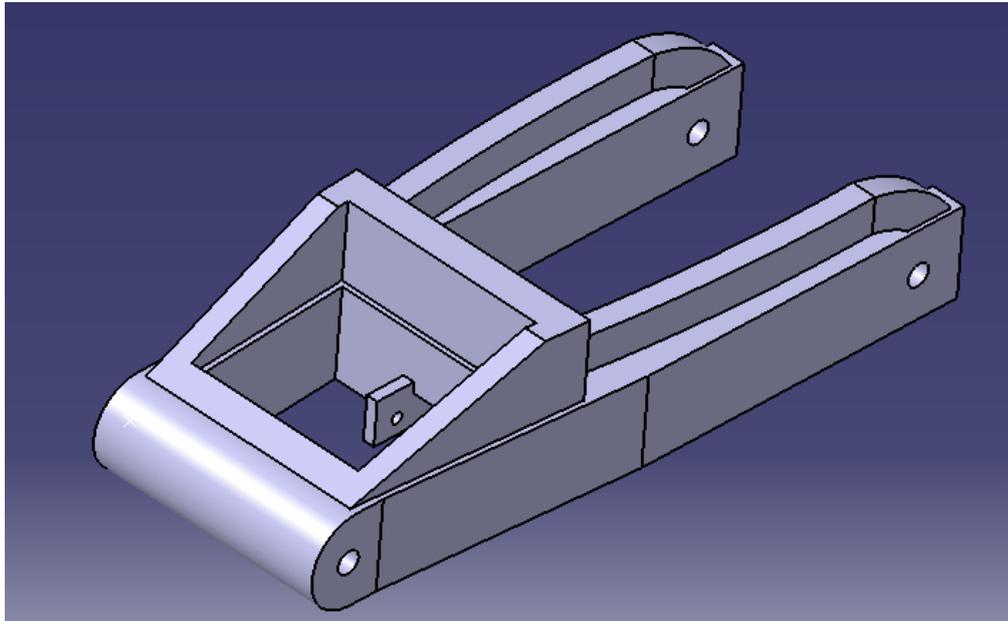


Boceto 2

En este caso, se pensó también en la fabricación en aluminio, y se desestimó por las mismas razones que el boceto 1.

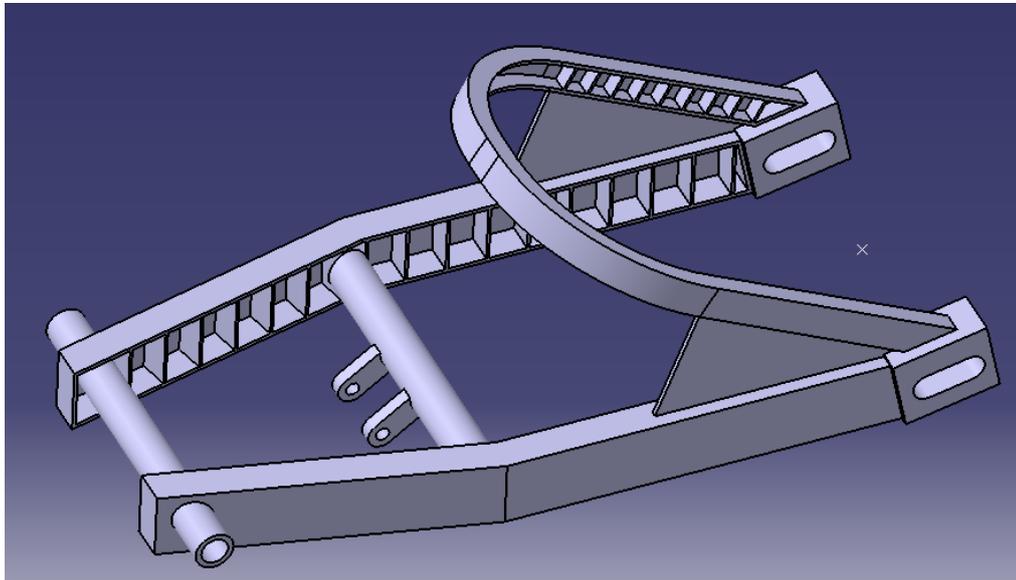


Es un boceto simple, que tan sólo consta de dos brazos laterales, con un nerviado interior y un refuerzo central, en el que se colocan las orejetas para el anclaje del balancín. En la siguiente imagen podemos ver una evolución del modelo, que consta de dos brazos que refuerzan los brazos principales y otro bloque que refuerza la parte delantera del basculante.



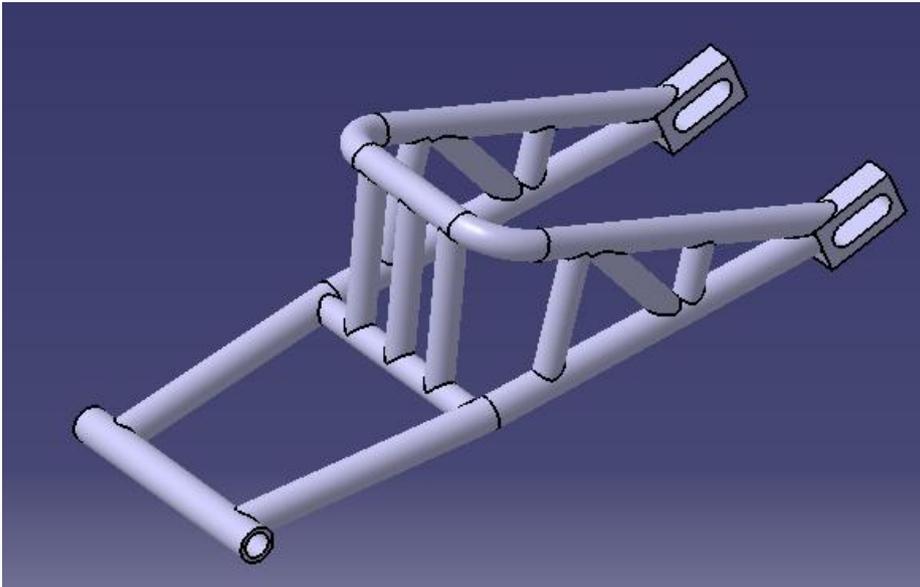
Boceto 3

En este caso, se elaboró un diseño que podría ser fabricado tanto en aluminio como con perfiles de acero. En la siguiente imagen se puede ver con un nerviado interior, que en el caso del aluminio habría que estudiar hasta encontrar el óptimo que nos de la máxima rigidez posible.



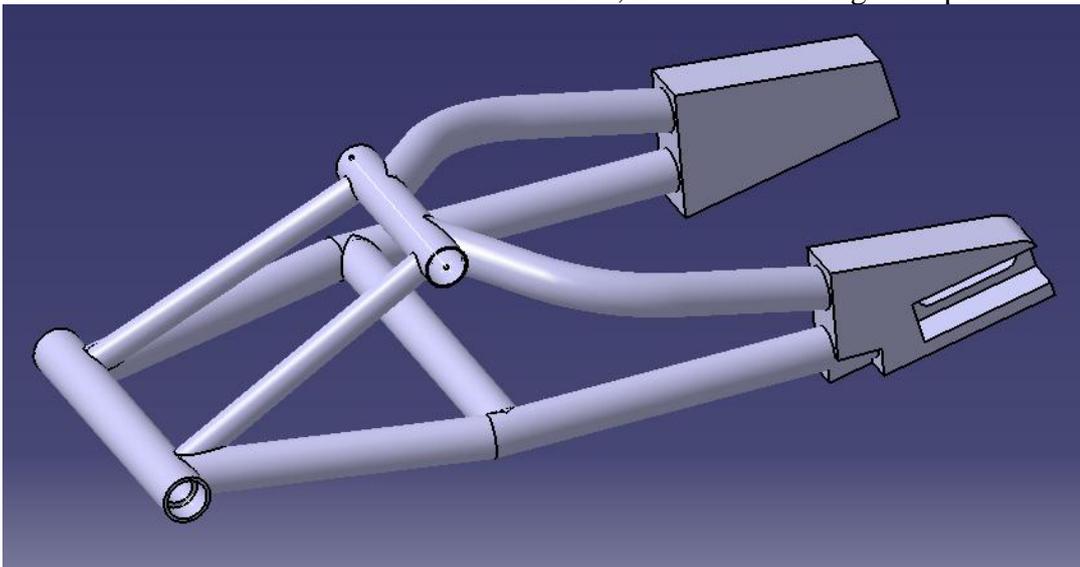
Boceto 4

Ahora es el turno de centrarnos en los diseños para fabricación en acero. Hay que decir que los tubos podrían sustituirse por perfiles rectangulares. Este diseño podría aproximarse al estilo de basculante que buscamos. Para colocar los tubos de los refuerzos hay que estudiar previamente cuál es la distribución geométrica que nos de los valores óptimos que buscamos.



Boceto 5

Es un modelo muy similar al anterior, cambiando algunos refuerzos. La evolución de estos refuerzos se estudiará mediante los elementos finitos, hasta buscar la rigidez óptima.



Elección

Finalmente, nos decidimos por elaborar un basculante de tipo tubular de acero. Esta decisión fue tomada de manera consensuada con los diseñadores del chasis, conformes también con este tipo de diseño y de esta forma unificamos el material de fabricación, lo que nos ahorra costes de producción, ya que disponemos de una calderería como patrocinador, que nos soldaría ambas estructuras. Además, a la hora de comprar el material, los costes disminuirían ya que con un solo pedido nos abastecemos de la materia prima suficiente para ambos elementos.

Selección de la geometría

Una vez realizados los primeros bocetos y planteadas las primeras soluciones nos encontramos ante la toma de una de las decisiones más importantes, la elección de la

geometría del basculante. Lo primero de todo fijamos un criterio de selección que nos permita aceptar aquellas soluciones que nos aporten mejoras y nos permita desechar las que no. Como hemos comentado anteriormente una de las principales características de un basculante es su rigidez, por lo que este será nuestro criterio de selección. Para la determinación de este valor realizaremos dos ensayos a cada una de las soluciones mediante un programa de elementos finitos “Marc Mentat”. Obteniendo de esta forma dos valores de rigidez para cada modificación, que serán comparados entre sí, hasta llegar a aquel que nos proporcione los valores deseados. Para la evaluación de la rigidez deberemos tener en cuenta lo siguiente. Los basculantes de las primeras motocicletas no eran lo suficientemente rígidos para soportar las cargas a las que estaban sometidos. Esto llevo a los ingenieros a tratar de rigidizar al máximo este elemento estructural de la motocicleta hasta que finalmente consiguieron llegar a soluciones que sobrepasaban la rigidez necesaria. Ahora lo que se busca es tratar de optimizar el valor de rigidez que nos proporcione un buen comportamiento dinámico. Por lo tanto se trata de conseguir cierta deformación controlada de los elementos estructurales cuando la motocicleta se encuentra inclinada. De esta forma la moto es capaz de absorber parte de la energía generada cuando atravesamos un bache y estamos inclinados, ya que en esta situación los amortiguadores de la motocicleta no son capaces de trabajar correctamente. Visto esto vamos a realizar dos ensayos que nos permitan tratar de la forma más independiente posible las deformaciones principales que sufre un basculante durante su funcionamiento. Por un lado tendremos la torsión de los brazos del basculante debido a los momentos laterales, y la flexión lateral del basculante debida a las fuerzas laterales. Buscaremos alcanzar valores máximos para los ensayos de flexión y torsión. El valor de la rigidez lateral no tendrá porque ser máximo pero si un valor elevado que no haga que las deformaciones sean excesivas.

La idea de estos ensayos es realizarlos de la manera más sencilla posible para que posteriormente puedan ser reproducidos de manera experimental sobre el basculante real. Así podremos comparar los valores obtenidos en la realidad con los de la simulación y obtener un historial de datos que nos permita ir optimizando el diseño. Cabe destacar que los datos obtenidos en este caso por la simulación no son cuantitativos sino cualitativos. Esto nos obliga a realizar los ensayos sobre el modelo fabricado para poder tener una relación cuantitativa.

Antes de seguir con la descripción de los ensayos vamos a realizar una pequeña descripción teórica de lo que es la rigidez.

Rigidez

La rigidez es la capacidad de un objeto sólido o elemento estructural para soportar esfuerzos sin adquirir grandes deformaciones o desplazamientos.

Los coeficientes de rigidez son magnitudes físicas que cuantifican la rigidez de un elemento resistente bajo diversas configuraciones de carga. Normalmente las rigideces se calculan como la razón entre una fuerza aplicada y el desplazamiento obtenido por la aplicación de esa fuerza.

$$K_i = \frac{F_i}{\delta_i}$$

Donde:

F_i es la fuerza estática aplicada sobre el cuerpo en Newtons.

δ_i es el desplazamiento producido debido a la fuerza en metros.

K_i es el valor de rigidez en N/m

Normalmente F_i y δ_i son vectores tridimensionales por lo que K_i es una matriz (9x9)

Definimos la rigidez torsional como k como el momento aplicado entre el ángulo girado.

$$K_{tors} = \tau_{tors} = \frac{M_x}{\theta_x} = \frac{GJ}{L}$$

M será el momento aplicado en Nm.

Θ será el ángulo girado en radianes.

K será la rigidez torsional en Nm/radianes

Para estructuras complicadas como es el basculante, no se producen deformaciones puras por lo tanto no se puede caracterizar la rigidez con un único valor. Esto tendremos que tenerlo en cuenta a la hora de realizar los ensayos, ya que si tomamos un único valor estamos cometiendo cierto error.

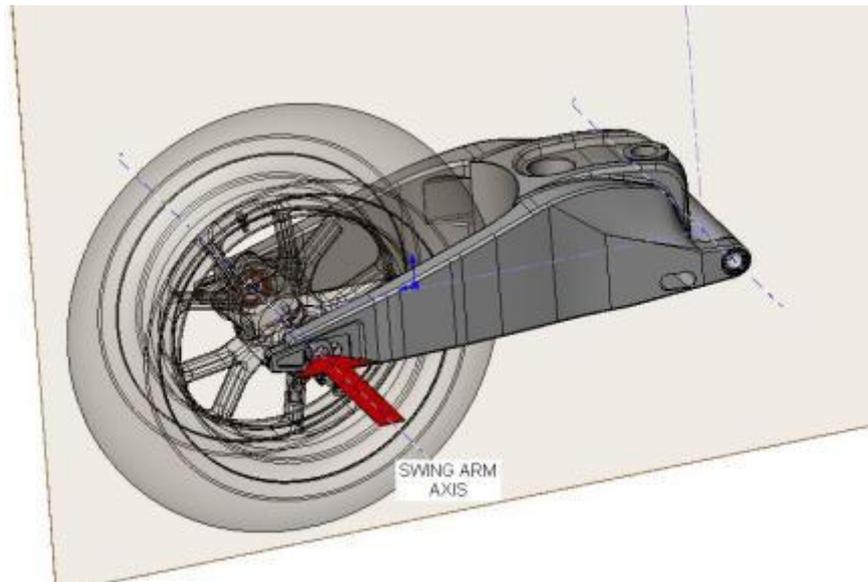
Test de rigidez lateral

Este test trata de reproducir las fuerzas laterales que se transmiten a través de la rueda al basculante durante una curva. El test trata de simplificar al máximo las fuerzas de forma que las únicas deformaciones que se produzcan sean en el plano transversal de la motocicleta. Otra de las razones por las que se realiza el ensayo de manera tan sencilla es para que luego se pueda reproducir de forma experimental sobre el basculante fabricado.

Al igual que en el caso del ensayo anterior introduciremos un modelo de barras en Marc Mentat. El diámetro de todas las barras así como el material permanecerán constantes en todos los ensayos y las únicas modificaciones serán de tipo geométrico. Ya que el propósito inicial de este test es realizar una comparación entre las diferentes geometrías.

El valor de rigidez obtenido es cualitativo en sí, por lo que es necesario una posterior reproducción del ensayo de forma experimental para obtener así una relación cuantitativa.

El valor de la carga aplicada no es de gran importancia ya que consideramos que el material se encuentra trabajando en su zona elástica y por tanto la relación carga-deformación es lineal. Elegimos una que nos permita observar de forma cómoda el desplazamiento del un punto situado en el extremo de un brazo del basculante.



Ejemplo gráfico de ensayo de rigidez lateral

Las condiciones de carga que se aplicaran serán las siguientes:

- Desplazamientos nulos en x,y,z para el anclaje del basculante.
- Cargas puntuales en el extremo de cada brazo del basculante, en la dirección X.

La asimetría del basculante respecto al anclaje hace que no se produzcan únicamente desplazamientos en la dirección de aplicación de las cargas. Para caracterizar el ensayo con un único valor de rigidez consideramos únicamente el desplazamiento lateral midiendo la deformación en el eje X, de esta forma despreciamos la torsión.

Test de rigidez torsional

Este test trata de reproducir el momento torsor producido las fuerzas laterales que se transmiten a través de la rueda al basculante durante una curva. El test trata de simplificar al máximo las fuerzas de forma que las únicas deformaciones que se produzcan sean en el plano transversal de la motocicleta. Otra de las razones por las que se realiza el ensayo de manera tan sencilla es para que luego se pueda reproducir de forma experimental sobre el chasis fabricado.

Al igual que en el caso del ensayo anterior introduciremos un modelo de barras en Marc Mentat. El diámetro de todas las barras así como el material permanecerán constantes en todos los ensayos y las únicas modificaciones serán de tipo geométrico. Ya que el propósito inicial de este test es realizar una comparación entre las diferentes geometrías.

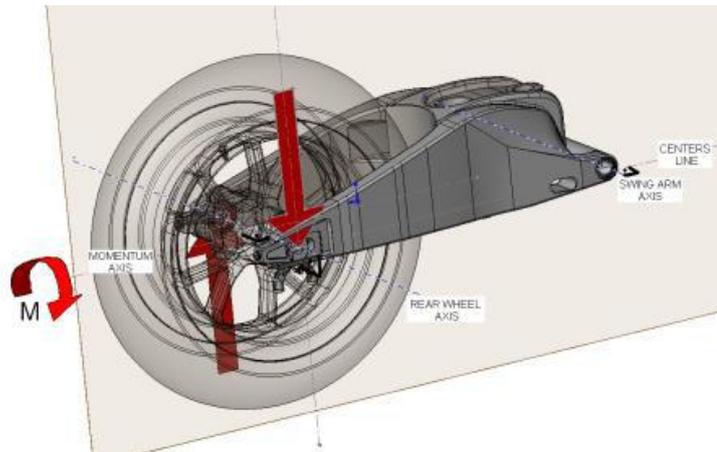
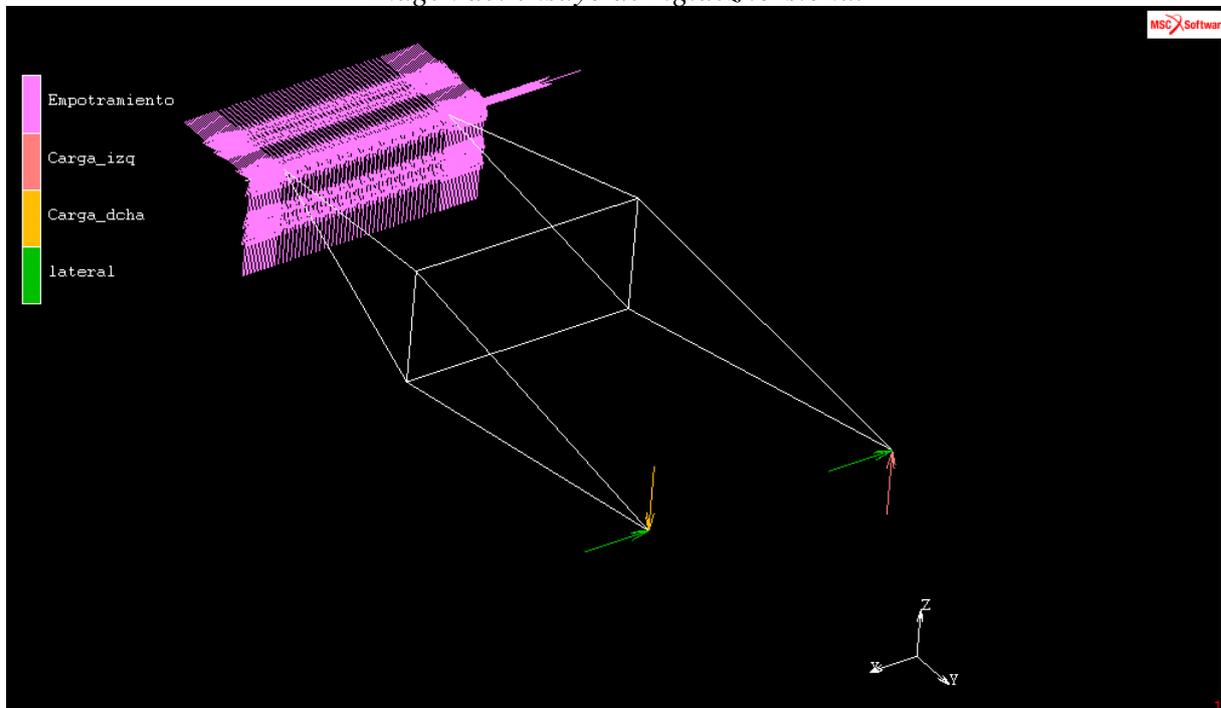


Imagen del ensayo de rigidez torsional



En la figura anterior se puede apreciar, por un lado, que para los ensayos vamos a considerar el eje del basculante completamente empotrado. En color verde están representadas las fuerzas para el ensayo de flexión lateral, y por otro lado, con los colores amarillo y rosa vemos dibujadas las fuerzas que se aplican para el ensayo de torsión.

Las condiciones de carga que se aplicaran serán las siguientes:

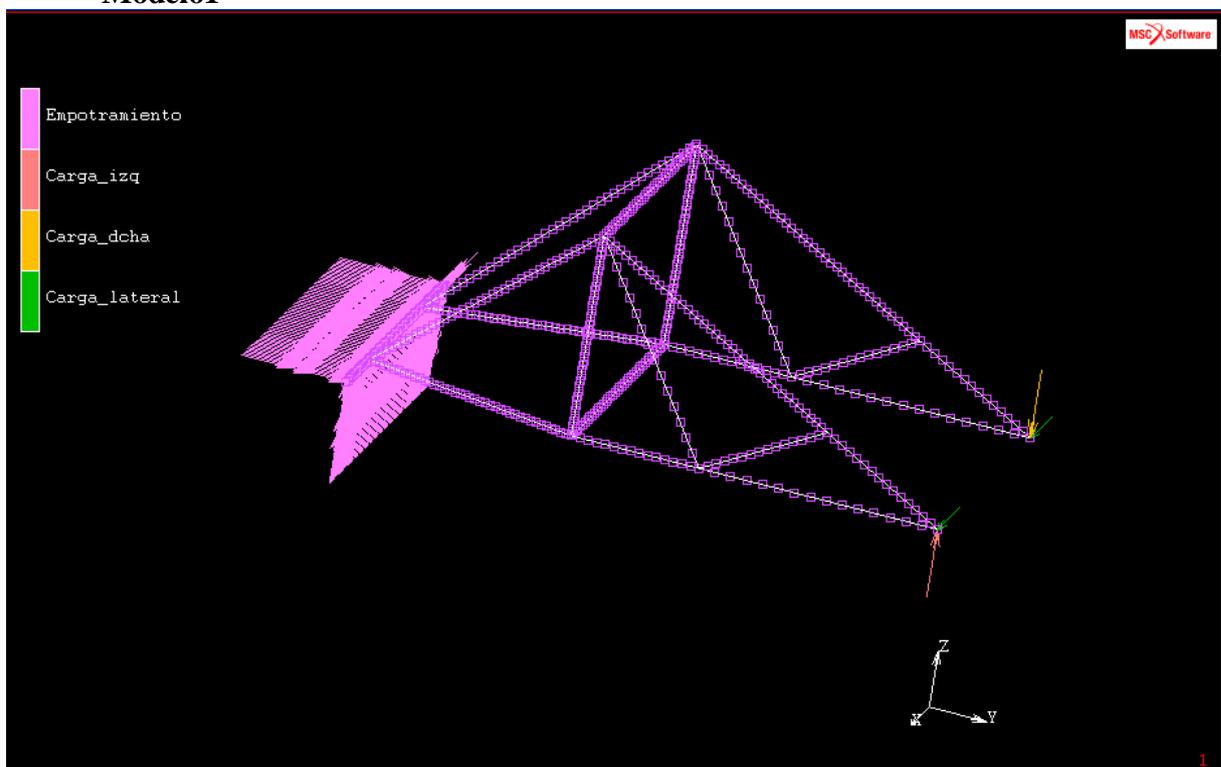
- Desplazamientos nulos en x,y,z para el anclaje del basculante.
- Cargas puntuales en los extremos de los brazos del basculante, con dirección Z, y sentidos opuestos.

Análisis

Una vez definidos los tres test a realizar vamos a explicar cuál va a ser el criterio de selección. Obtendremos tres valores de rigidez, uno para cada ensayo. Vamos a tratar de maximizar la rigidez torsional y para el caso de la rigidez a flexión vamos a buscar un valor elevado pero permitiendo cierto desplazamiento controlado. Hay que tener en cuenta que este dato será bastante menor que el anterior ya que para este ensayo no se tiene en cuenta la presencia del conjunto de la rueda trasera.

Para la optimización de la geometría vamos a partir de tres modelos diferentes de basculante a los cuales iremos modificando la distribución de las barras hasta llegar a la que más nos favorezca.

Modelo1



Es una geometría que consta de un refuerzo superior y tirantes en los laterales. Realizamos los ensayos y realizamos pequeñas modificaciones para estudiar cómo afectan a la rigidez estructural.

Estos son los datos obtenidos:

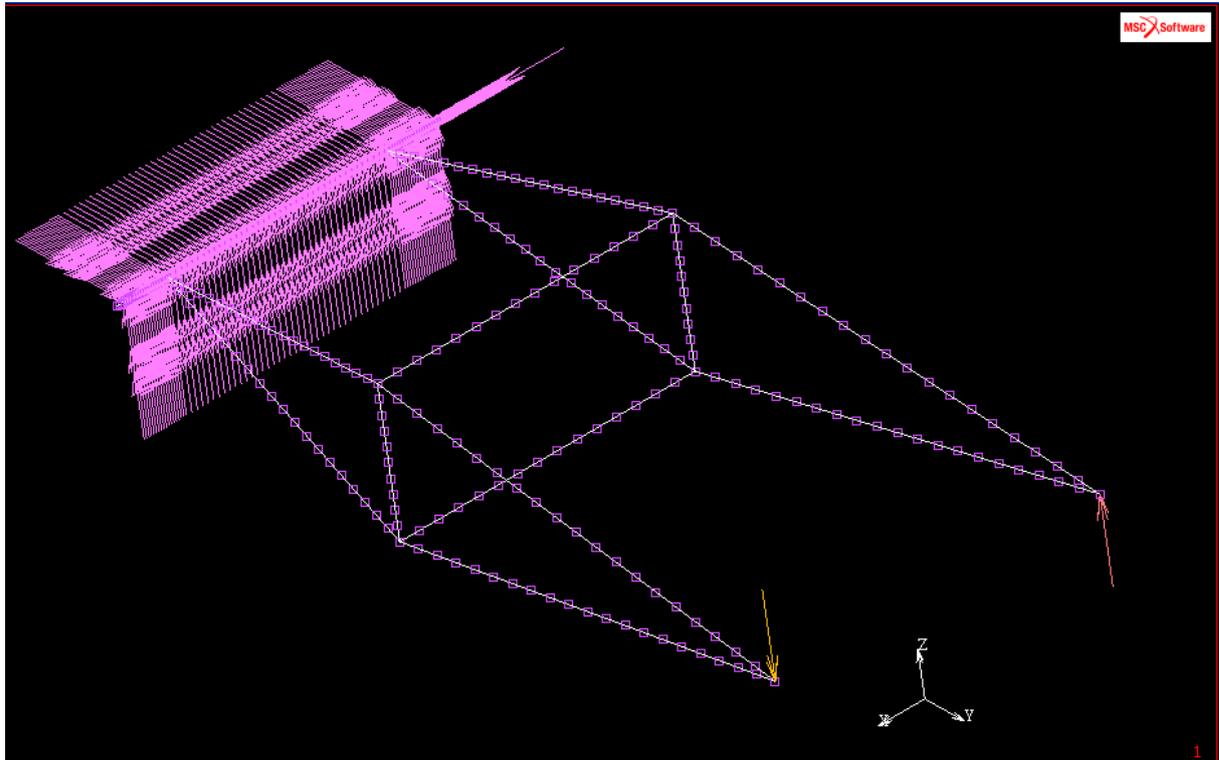
“Diseño y cálculo estructural del basculante y diseño del sistema de suspensión trasera de una motocicleta de competición”

| Ensayos | Modelo 1 | Modif1 | Modif2 | Modif3 | Modif4 | Modif5 | Modif6 | Modif7 | Modif8 |
|--------------------|------------|------------------------------------|---|--|---|--|---|---|--|
| Rigidez flexion x | 6535,95 | 5747,13 | 5865 | 6299,21 | 3921,57 | 5605,38 | 7228,045 | 6583,278 | 11855,365 |
| Rigidez flexion y | 310,13 | 277,77 | 279,33 | 295,46 | 225,96 | 289,939 | 373,134 | 313,283 | 511,7053 |
| Rigidez flexion z | -2584 | -2169,2 | -2195,39 | -3584,22 | -1757,47 | -1575,299 | -4081,63 | -3750,23 | 69444,4444 |
| Rigidez torsion | -170832,45 | -194473,95 | -181776,216 | -164210,56 | -153580,79 | -151501,826 | -191602,248 | -263308,521 | -505298,44 |
| Desplazamiento lat | 3,55 | 3,18 | 3,386 | 3,653 | 4,071 | 4,114 | 3,133 | 2,3133 | 1,1733 |
| | | Mejora a torsion Empeora a flex | Empeora a torsion mejora poco a flex | Empeora a torsion empeora a flexion | empeoran ambos | empeoran ambos | Mejora ambos | Mejora clara a torsion | Mejoran mucho ambas!! |
| Cambios realizados | | Cambio altura refuerzos | Mas anchura al basculante | Adelantar refuerzo superior | Cerrar de arriba el refuerzo delantero. | Cerrar en el eje el refuerzo delantero | Meter otra barra transversal en la parte inferior | Refuerzo uniendo barras horizontales con verticales | Refuerzo inferior de más adelante que el eje trasero |

Tras observar cómo influyen los cambios realizados, se llega a la conclusión de que el modelo es mucho más rígido al colocarle refuerzos transversales tanto por arriba como por abajo, mejorando la rigidez torsional en un 300% con respecto al primer modelo.

“Diseño y cálculo estructural del basculante y diseño del sistema de suspensión trasera de una motocicleta de comp

Modelo2



En esta geometría, se parte de barras que no siguen el plano formado por el eje de la rueda y el del basculante, si no que tienen cierta inclinación, tanto superior como inferior. En el centro, la estructura se refuerza con barras que unen las anteriores, tanto transversalmente como verticalmente.

Estos son los datos obtenidos:

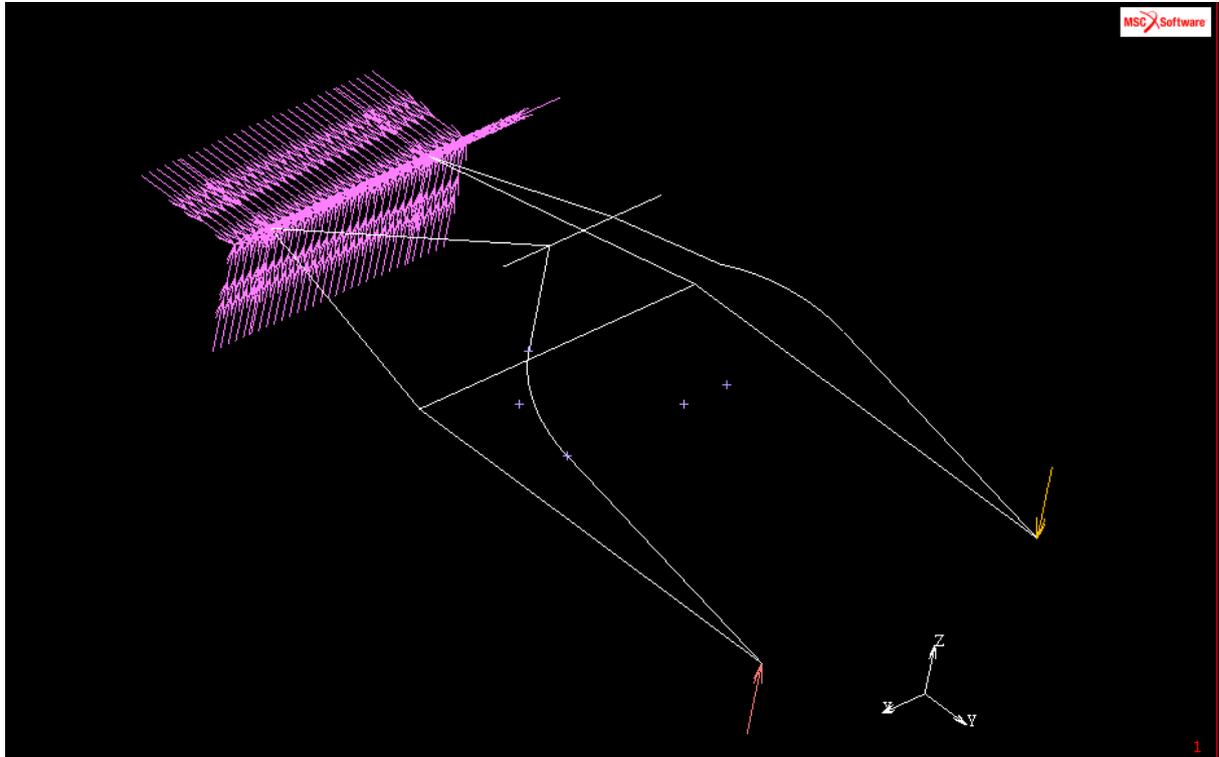
“Diseño y cálculo estructural del basculante y diseño del sistema de suspensión trasera de una motocicleta de competición”

| Ensayos | Modelo 1 | Modif1 | Modif2 | Modif3 | Modif4 | Modif5 | Modif6 |
|--------------------|----------|--|---|---|----------------------------|--------------------------------------|-------------------------------|
| Rigidez flexion x | 4320,587 | 3266,212 | 4453,35 | 6232,47117 | 6956,5217 | 8853,48 | 9746,589 |
| Rigidez flexion y | 298,512 | 274,937 | 263,922 | 309,1429 | 388,259 | 473,776 | 456,725 |
| Rigidez flexion z | 1,71E+14 | 1,44E+14 | 1,29E+14 | 1,05E+14 | 3,46E+14 | 3,93E+14 | 1,96E+14 |
| Rigidez torsion | -281113 | -316895,272 | -263308,521 | -356606,9 | -309984,865 | -337538,813 | -327252,328 |
| Desplazamiento lat | 2,1084 | 1,8703 | 2,251 | 1,662 | 1,912 | 1,7559 | 1,8111 |
| Cambios observados | | empeora a torsion mejora a flexion | empeoran ambos | mejora bt a torsion y algo a flexion | Buenas mejoras | Muy buenas mejoras | Empeora la modif5 |
| Modificaciones | Básico | Separo más refuerzos superior e inferior | Mover los refuerzos transversales hacia adelante 20mm | Unir las barras transversales con un tirante vertical | Refuerzo en el plano medio | Añado una barra transversal en medio | Adelanto la barra transversal |

Tras varias modificaciones se llega a la conclusión de que cuando más mejora es al reforzar el plano medio entre ambos tirantes. Es una idea que ya hemos visto en los ensayos del modelo anterior, por lo que nos hacemos una idea de cómo va a responder mejor un basculante de barras a la torsión. En el modelo anterior hemos obtenido valores mejores de rigidez, por lo que de momento sería el basculante a desarrollar.

“Diseño y cálculo estructural del basculante y diseño del sistema de suspensión trasera de una motocicleta de comp

Modelo3



Para este caso, muy similar al primer modelo, optamos por colocar barras curvadas, ya que permiten una mejora en el espacio, al poder acortar los refuerzos transversales. Estos son los datos obtenidos:

“Diseño y cálculo estructural del basculante y diseño del sistema de suspensión trasera de una motocicleta de competición”

| Ensayos | Modelo 1 | Modif1 | Modif2 | Modif3 |
|--------------------------|--|---|---|--|
| Rigidez flexión x | 19905,65 | 19700,16 | 15945,45 | 16485,328 |
| Rigidez flexión y | 1365,281 | 1364,35 | 1292,131 | 1351,169 |
| Rigidez flexión z | 1,19E+14 | 1,12E+13 | 6,66E+12 | 6,49E+12 |
| Rigidez torsión | -1348159,18 | -1338718,79 | -1353423,83 | -1335912,4 |
| Desplazamiento lat | 0,4396 | 0,4427 | 0,43789 | 0,44411 |
| Resultados | | Empeora un poco, pero es necesario para la fabricación | Resultados parecidos, no influye mucho este cambio | Resultados parecidos, no influye mucho este cambio |
| Modificacines realizadas | Original. Empezamos con refuerzo superior e inferior | No podemos llevar tantas barras a un mismo nodo, abro los refuerzos | Lo mismo que la modificación anterior, pero en el eje | Llevo los tirantes que refuerzan verticalmente más atrás, para evitar problemas de espacio |

Para este modelo, tras observar que mejora mucho la rigidez a torsión, hemos decidido empezar directamente con refuerzo superior e inferior, y vemos que los datos son muy satisfactorios.

“Diseño y cálculo estructural del basculante y diseño del sistema de suspensión trasera de una motocicleta de comp

Conclusión

Una vez vistos los tres modelos de basculante y evolucionados hasta tratar de conseguir valores elevados de rigidez vamos a seleccionar aquel que dé mejores resultados. Vamos a comparar los modelos que nos dan mejores resultados de cada tipo probado.

| | Val. Rigidez | Modelo1 | Modelo2 | Modelo3 |
|----------------|--------------|-----------|------------|-------------|
| Torsión | Ktf (Nmm/º) | 505.298,4 | 337.538,81 | 1.353.423,8 |
| | | 4 | 3 | 3 |
| Flexión | Kf (N/mm) | 511,7053 | 473,776 | 1.292,131 |

Como nuestra intención es la de conseguir la máxima rigidez posible en el ensayo de torsión parece claro que el modelo que mejores valores toma es el numero 3. Por lo tanto será este el que tomaremos a partir de ahora como referencia para el diseño. Podemos observar que los valores de rigidez en el ensayo de flexión son mayores que en los otros dos, esto probablemente es debido a que los refuerzos trasversales son más cortos y además los refuerzos curvados permiten menos flexión. También cabe destacar que los análisis se han realizado la rueda ni su eje, por lo que los valores reales serán mayores.

Diseño de anclajes y uniones

En este apartado vamos a realizar un análisis más detallado de todos los anclajes y uniones presentes en el basculante como son el eje sobre el que pivota, la unión del eje de la rueda, las orejetas del anclaje del rocker en el basculante y el anclaje del amortiguador al chasis.

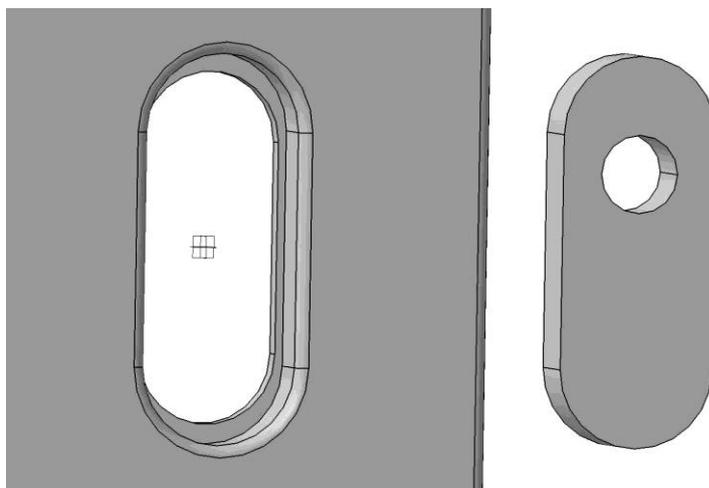
Como comentamos en apartados anteriores este es el primer prototipo de motocicleta realizado y no tenemos datos de partida. Por lo tanto vamos a tratar de que algunos elementos que tienen importancia en el comportamiento dinámico sean variables como es el anclaje del amortiguador.

Eje del basculante

El eje del basculante es un elemento crítico en el basculante, ya que además de soportar cargas elevadas provenientes de la rueda trasera influye en el comportamiento dinámico de la moto.

La importancia de la situación de dicho eje y el desconocimiento de su posición óptima nos hace plantearnos la posibilidad de diseñar un anclaje en el chasis que nos permita realizar modificaciones en su posición relativa.

Esta es una posible solución:



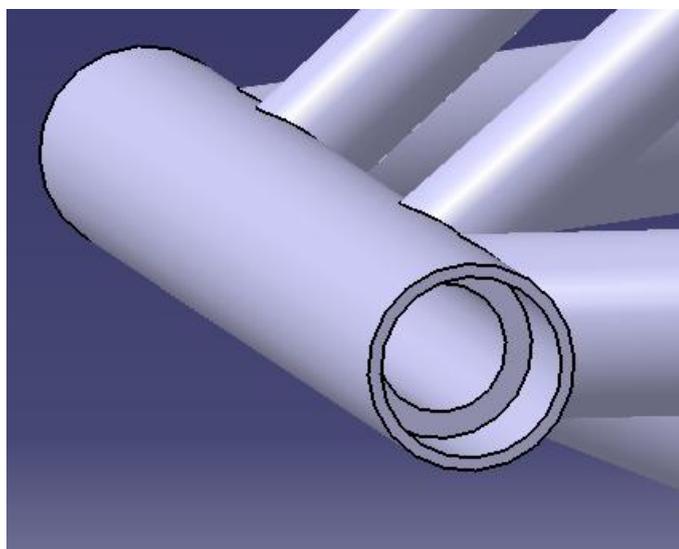
La idea es situar el eje del basculante no directamente al chasis sino a través de una pieza intermedia la cual puede variar su posición relativa respecto al chasis. Otro aspecto a tener en cuenta es que el motor ha sido diseñado para que el eje del basculante pase a través de uno de sus anclajes. Por lo que una posible solución que nos permita rigidizar este anclaje es la descrita anteriormente. El problema de utilizar dicho anclaje, es que al realizar la modificación cambias la posición del motor dentro del chasis, teniendo que cambiar muchos elementos como por ejemplo el tubo de escape. Esto nos hace plantearnos no utilizar dicho anclaje como eje del basculante. Comenzaremos diseñando el basculante sin tener en cuenta esta opción, ya que consideramos que al introducir el motor en el eje del basculante la rigidez será mayor que sin él.

En el chasis disponemos de una anchura de 235 mm, así que tenemos marcada la anchura que debe tener nuestro eje para el basculante, en el que además hay que hacer un alojamiento para los rodamientos, seleccionados en el proyecto “Piecerío auxiliar de una motocicleta de competición”. Se va a colocar un rodamiento de bolas y agujas, con 28 mm de diámetro y 21 de profundidad.

Además, dicho eje va a tener un buen número de tubos unidos a él mediante soldadura, por lo que recibirá grandes calentamientos y tensiones durante el proceso de fabricación.

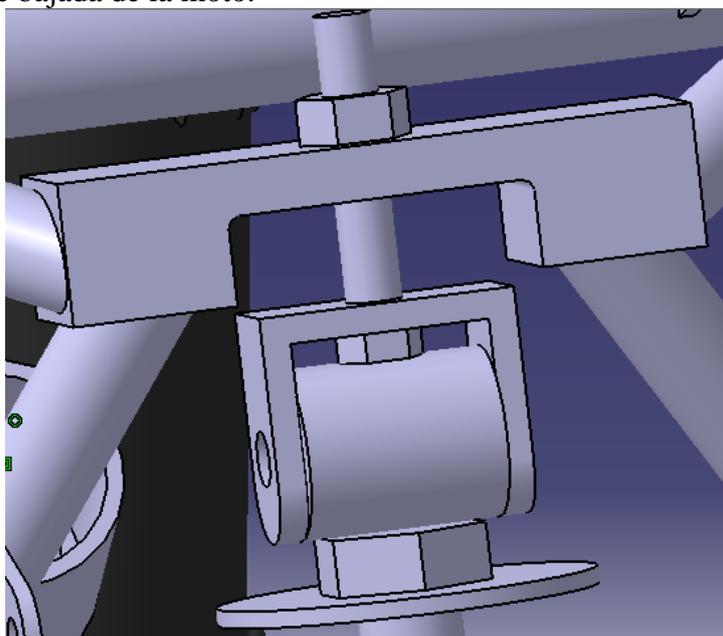
6.3.5.2 Anclaje del amortiguador

El diseño del anclaje al chasis se estudia también en el proyecto “Diseño y cálculo estructural del chasis de una motocicleta de competición”. Este anclaje



deberá soportar las cargas que le transmite el amortiguador trasero. Su posición afecta al comportamiento dinámico de la motocicleta además de a la geometría de esta. Esto nos hace buscar una solución que nos permita variar su la posición del anclaje de manera sencilla.

Una de las posibles soluciones para realizar este anclaje variable es la siguiente. El tornillo de la parte superior permite cambiar la posición del anclaje, simplemente girándolo hacemos que el soporte intermedio suba o baje variando así la geometría de la suspensión trasera. Lo vamos a diseñar queriendo una variación de 30 mm, 15 de subida y otros tantos de bajada de la moto.



Con el tornillo que hemos colocado en la orejeta, conseguimos variar la altura de la moto, ya que la posición del amortiguador con respecto del basculante permanecerá idéntica, mientras que lo que se va a adaptar a su posición va a ser el chasis. Si disminuimos la distancia que separa la orejeta del anclaje, el asiento de la moto bajará, mientras que si hacemos lo contrario subirá.

Es una modificación interesante, ya que nos permitirá variar la posición del asiento del piloto fácilmente, tan solo con mover una tuerca. En el hueco que separa la orejeta del anclaje colocaremos chapas en forma de herradura de varios espesores para reforzar esa unión.

Anclaje para el eje de la rueda

La posición de la rueda trasera conviene que se pueda modificar por varios motivos. En primer lugar, nos interesa poder variar la distancia entre ejes, que afecta al comportamiento de la moto. Al aumentarlo, la moto se vuelve más estable en recta, pero menos manejable en curva y viceversa. La posición óptima se verá durante las pruebas.

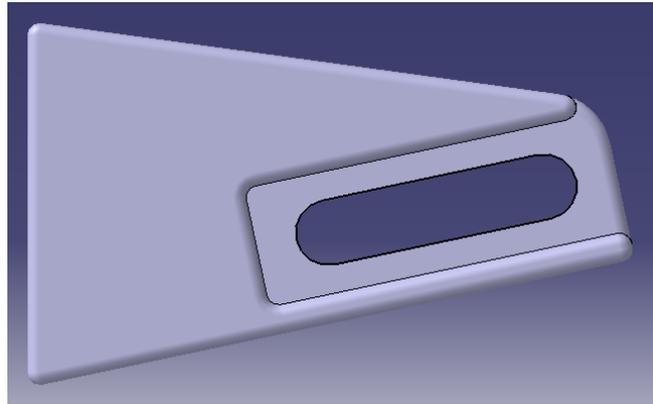
Las opciones más comunes son las siguientes:



Se pueden colocar en el eje unas excéntricas, que con tan solo girarlas y variar su posición, también lo hace la del eje de la rueda y así variamos la batalla. Es una opción algo complicada que requiere soltar el eje de la rueda por completo para hacer variaciones, además de no permitirnos utilizar la posición del eje para tensar la cadena.

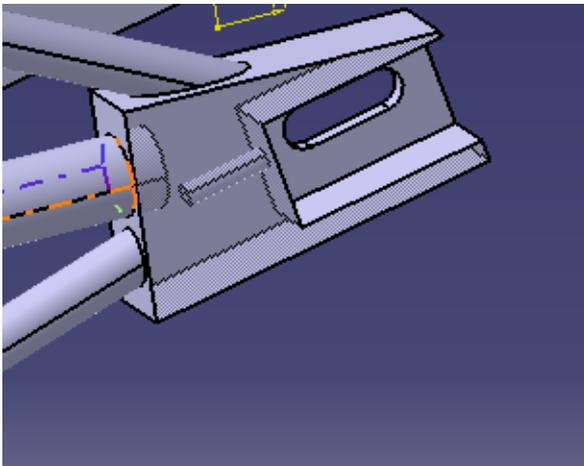


Otra opción más común es la de fabricar el eje con un agujero rasgado, que nos permita desplazar el eje de la rueda fácilmente, ya que con tan solo aflojar el eje trasero podríamos desplazar la pieza sobre la que va alojado lo que nos interese. Nos vamos a decantar por esta opción ya que permite un manejo mucho más sencillo en carrera. El agujero habrá que ubicarlo teniendo en cuenta un desplazamiento paralelo al suelo de la rueda, por lo que llevará cierta inclinación con respecto a la línea que une el eje de pivotamiento con el eje de la rueda trasera. En la imagen siguiente se puede ver un boceto básico de lo que estamos buscando.



Estudiamos varias opciones para esta pieza:

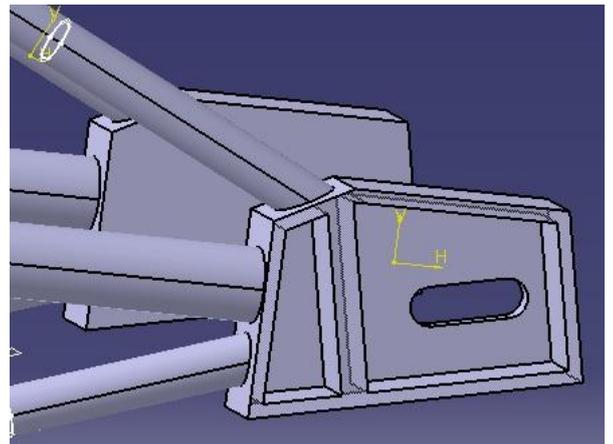
Primer diseño:



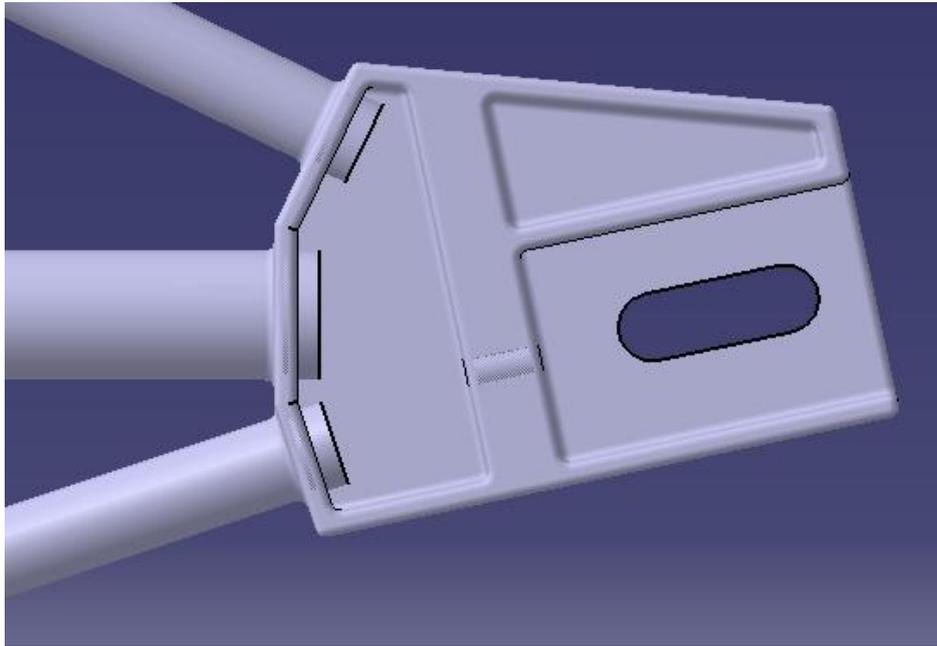
En este diseño planteamos una pieza mecanizada de acero, con un agujero para introducir una parte del tubo y fijarlo para la hora de la soldadura. La pega que tiene este diseño es un peso elevado y la unión de los refuerzos superior e inferior con la pieza no es clara. El corte tendría que ser muy exacto y la soldadura en tan poco espacio es complicada.

Segundo diseño

En esta segunda opción se resuelve el problema del peso, vaciando el interior de la pieza, pero sin embargo no soluciona la unión soldada con los tubos.



Tercera opción:



Esta solución es un híbrido entre las dos anteriores, en la que hemos conseguido un peso relativamente bajo y hemos solucionado la unión de los tubos con la pieza. Los refuerzos entran perpendicularmente a la pieza unos 5mm, lo que facilita el montaje al soldador para fijar la posición de los tubos y la soldadura puede ser de mejor calidad.

Con un tornillo de métrica 8 y dos tuercas haciendo contratuerca llevaremos la rueda a la posición deseada en el agujero rasgado.

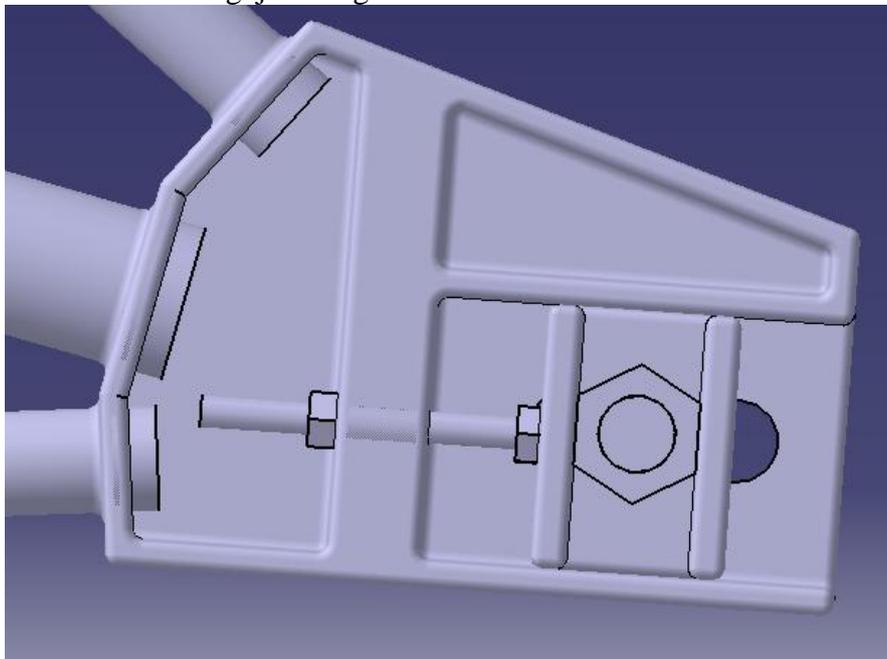
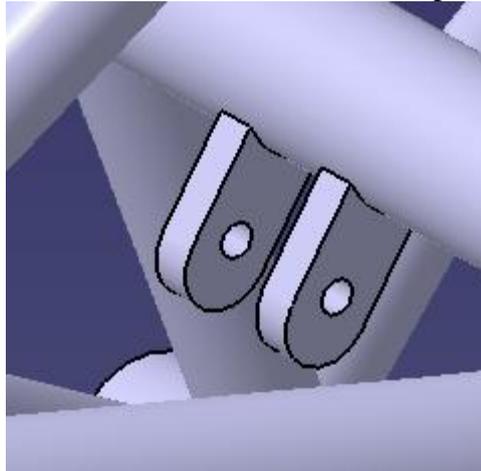


Imagen de cómo quedaría el montaje del eje trasero. Vemos como el tornillo ubica la pieza que aloja al eje de la rueda y que hace de apoyo para transmitir el tiro de la tracción al basculante. A continuación, una imagen del primer mecanizado de las piezas:



Orejetas para el anclaje del rocker

Dicho anclaje deberá ser lo suficientemente rígido para soportar las cargas que le transmite el balancín al basculante. Además deberá estar situado en una zona de fácil acceso para poder intercambiarlo de manera sencilla. Una posible solución podría ser:



Es importante fabricar bien estas uniones, ya que van a definir la posición del balancín y deben respetar la posición original para que el sistema de amortiguador funcione correctamente. En este parámetro no hay posibilidad de modificaciones.

Ajuste de diseño

Antes de seguir con el diseño y tomar las primeras decisiones respecto a este hemos ido realizando diferentes reuniones con la empresa colaboradora IMCA que es la encargada de soldar el basculante. La función de estas reuniones es tratar de realizar un diseño que sea sencillo y no excesivamente caro de fabricar. Además sus consejos en cuanto a posibles soluciones nos permite seleccionar aquellas que mejor se adapten a nuestras necesidades. Estos son algunos de los puntos que hemos tratado:

- Revisar la estructura para que no presente cuadriláteros articulados que disminuyan la rigidez.

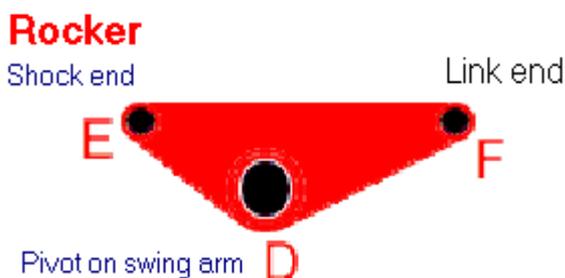
- Revisar aquellos nudos en los que intersectan muchas barras ya que pueden presentar problemas a la hora de soldar y cortar los tubos.
- Se plantea la posibilidad de doblar algunas barras para disminuir el número de soldaduras en los nudos.
- Plantean la posibilidad de utilizar bloques mecanizados para aquellas zonas que presentan muchos anclajes.
- Definir claramente que puntos del chasis deben mantenerse fijos y en cuales se permite cierta tolerancia.
- En caso de utilizar barras dobladas es necesario que sean de mayor espesor ya que al trabajarlas en frío puede verse afectada su soldadura interna.
- Revisar el espesor de las barras en las uniones.
- No preocuparnos en exceso del acero seleccionado, ya que su coste no será excesivo.
- Debemos diseñar un utillaje para llevar a cabo la fabricación correctamente.
- Tratar de realizar el diseño en el menor número de planos.

Diseño estructural del sistema de suspensión trasera

A la hora de diseñar los elementos del sistema de suspensión trasera, el factor que más vamos a tener en cuenta va a ser el espacio, ya que es importante que el sistema de bieletas tenga espacio suficiente para efectuar todo su recorrido sin golpear nada. Además debe ser lo suficientemente resistente y aguantar las tensiones internas que se van a producir. Vamos a dimensionar primero el balancín y el tirante.

Rocker

En el apartado 4.6 hemos definido el sistema de suspensión, y el rocker va a tener las siguientes medidas:



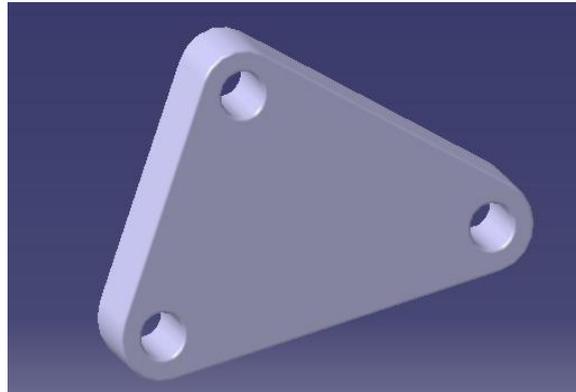
ED = 80mm de distancia entre el eje situado en el basculante y el anclaje del amortiguador.

EF = 95 mm de distancia entre el anclaje del link y el del amortiguador.

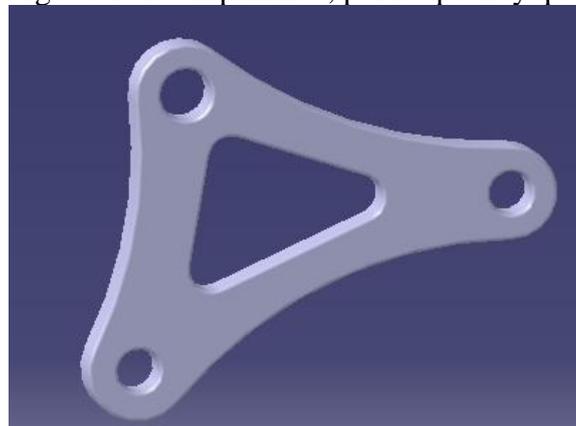
DF = 65 mm entre el link y el eje en el basculante.

Diseñamos unos primeros bocetos

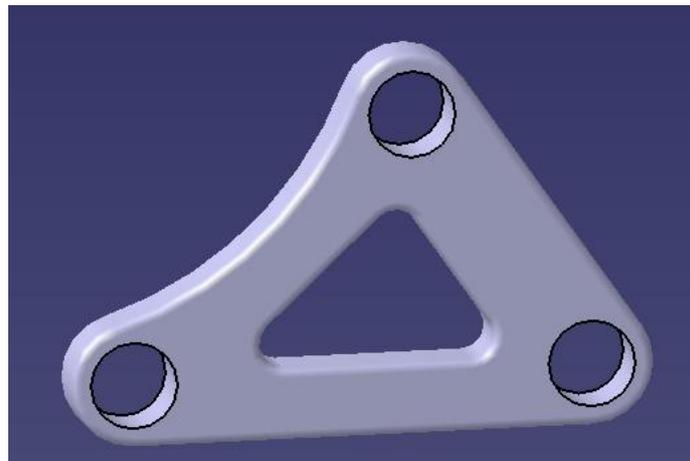
con estas medidas:



Este primer diseño es muy básico. Además, a la hora de montarlo en el sistema vimos que pegaba en el amortiguador al comprimirse, por lo que hay que modificarlo



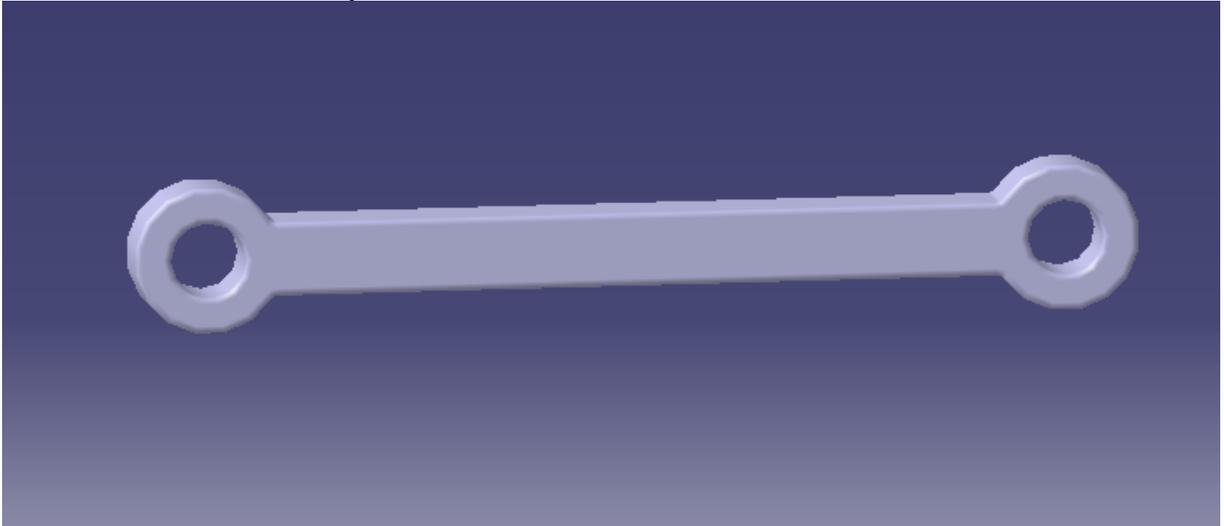
Este segundo diseño está pensado para colocar dos balancines en lugar de uno. Se ha aligerado haciéndolo más estrecho y ventilado. Este diseño no podría llevar los rodamientos, por lo que tendrían que ir situados en el link y el amortiguador, algo complicado ya que la pletina de anclaje para el amortiguador no nos da muchas posibilidades. Debido a esto tomamos la decisión de hacer un solo balancín, que llevara alojados los rodamientos.



Este es el diseño definitivo del rocker. Simplemente se le ha hecho un agujero en el interior para aligerar y los agujeros son del tamaño de los rodamientos, que se explicará más adelante como se han elegido. La pieza se va a fabricar en aluminio para que no tenga un peso excesivo.

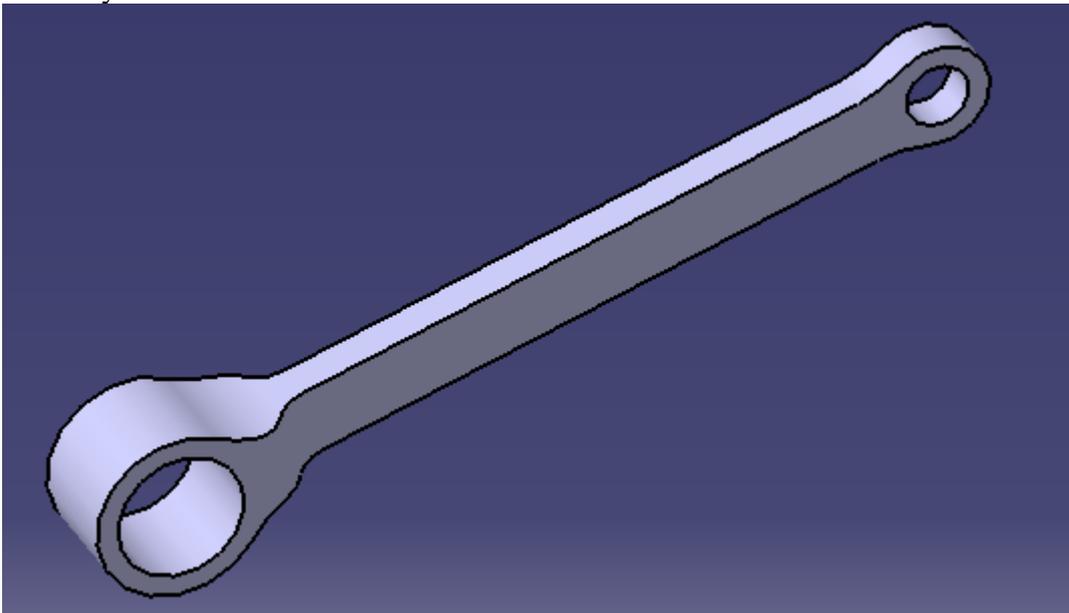
Bieleta

En el apartado 4.6 hemos definido que nuestro link va a tener una longitud de 115 mm. Es un diseño sencillo, ya que tan sólo es una barra que va unida al rocker y al chasis. Vamos a ver la evolución que hubo en el diseño:



Este es un ejemplo muy sencillo, con los mismos agujeros a cada lado, algo que más tarde vimos que no podía ser, ya que en un agujero tiene que ir alojado un rodamiento para la unión con la orejeta del chasis, y en el otro solo lleva el tornillo que hace de eje en el rocker.

Se planteó la opción de poner un solo link, pero vimos que tenía que soportar fuerzas muy elevadas y se tomó la decisión de colocar una pareja de bieletas para que se distribuyan las fuerzas. El diseño final ha sido este:



Se puede ver que en un lado el agujero es más grande para albergar el rodamiento y en el otro lado tan solo tiene que pasar el eje que hace que pivote con respecto al rocker.

Elección de los rodamientos

Los rodamientos del sistema de bieletas no van a soportar esfuerzos axiales, tan solo cortantes, por lo que optamos por poner rodamientos de agujas.

Una empresa dedicada a la producción y distribución de rodamientos llamada INA FAG, accedió a ser colaboradores del equipo, ofreciéndonos su material gratuitamente.

Revisamos el catálogo en busca del cojinete necesario, teniendo en cuenta que la mayor fuerza que van a soportar dichos rodamientos es de 6145 N en el rocker.

En el catálogo encontramos un rodamiento, que aguanta 6500 N en carga dinámica y 7300 N en estático.

Las medidas son:

12 mm de diámetro de la pista interior

18 mm de diámetro exterior

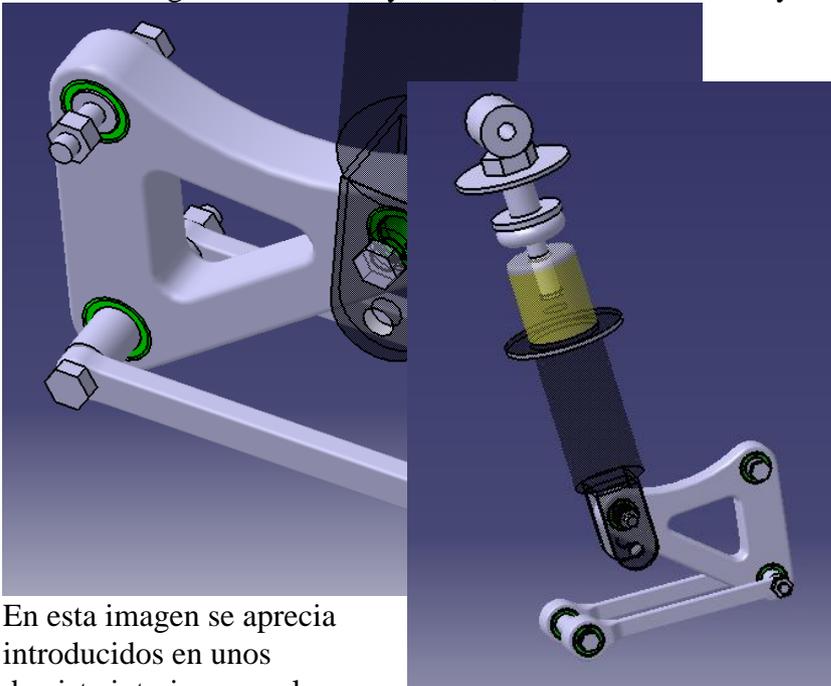
14 mm de anchura.

Para el link no harían falta esos rodamientos, podríamos conformarnos con otros más pequeños, pero decidimos unificar los rodamientos para facilitar la compra y los recambios.

Ensamblaje del sistema de amortiguación

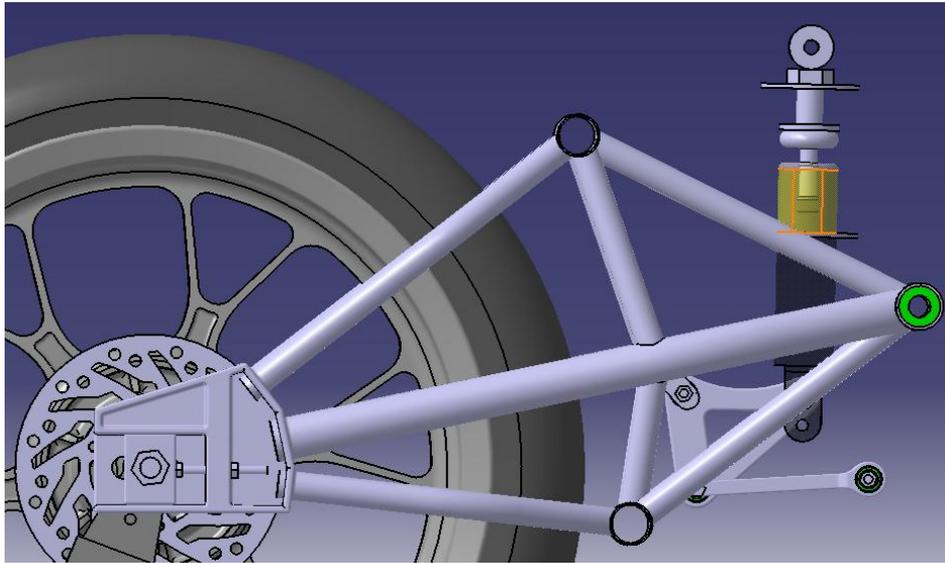
Todo el proceso seguido anteriormente no tiene sentido si no se va comprobando en la maqueta en 3D que todo es correcto y no hay interacciones entre los distintos elementos.

Detalle de los componentes del sistema de amortiguación montados entre sí. Se puede ver el amortiguador el rocker y el link, con los rodamientos y los ejes que los unen.

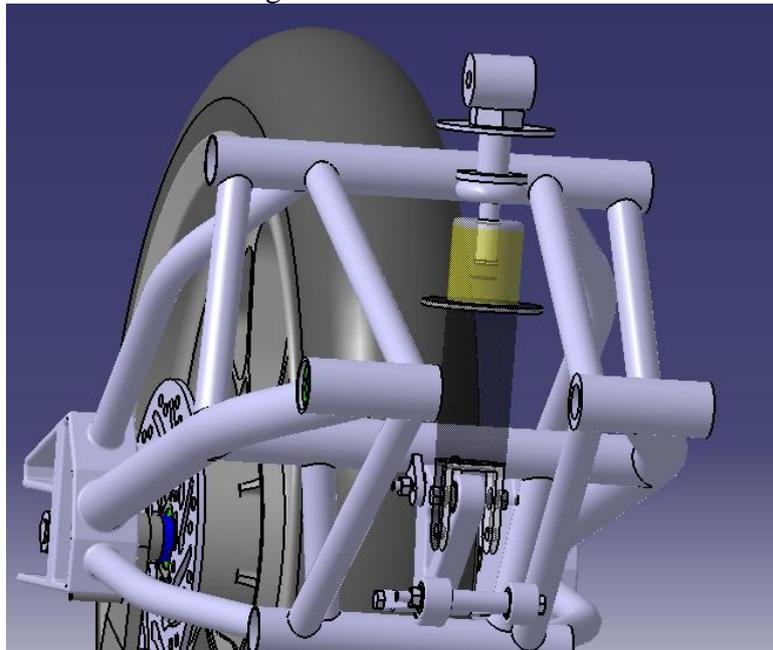


En esta imagen se aprecia introducidos en unos de pista interior para el casquillos sirven también para ubicar en su zona los link y el amortiguador.

que los ejes van casquillos que hacen rodamiento. Dichos



Vista lateral del sistema de amortiguación montado sobre el basculante con la rueda.

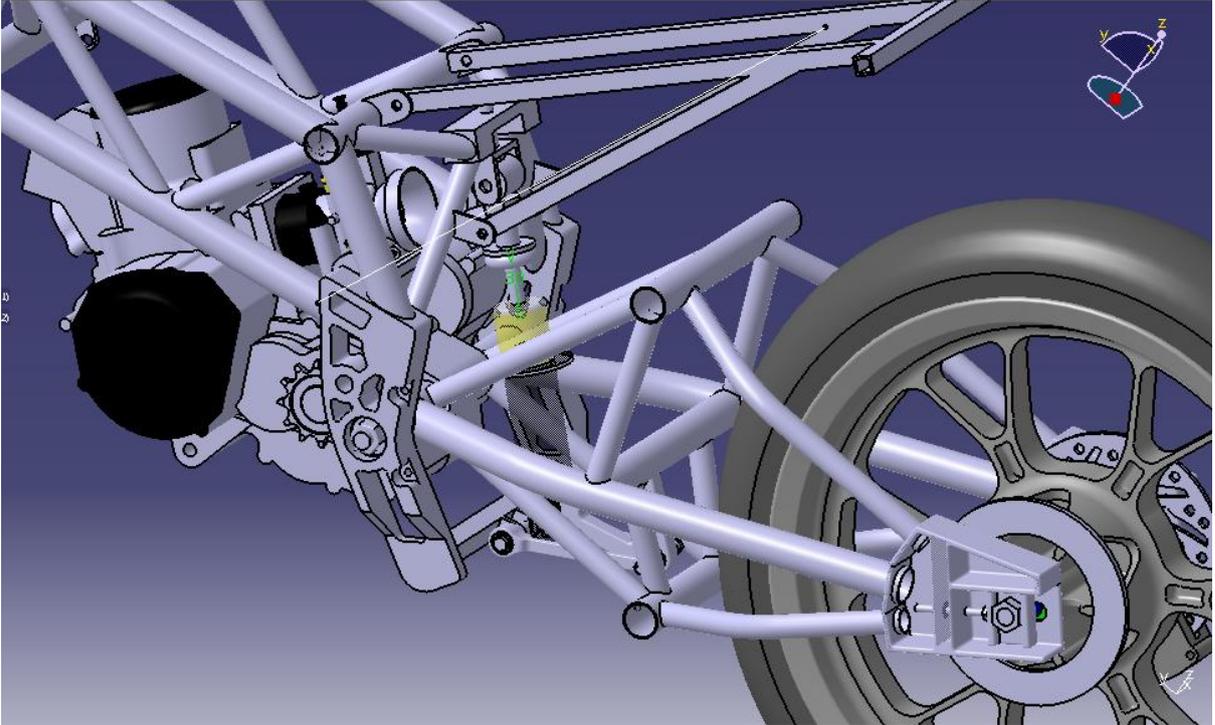


En esta ilustración vemos que nada colisiona entre sí. Este aspecto es muy importante y hay que dejar ciertos márgenes en el diseño para poder corregir errores en la fabricación.

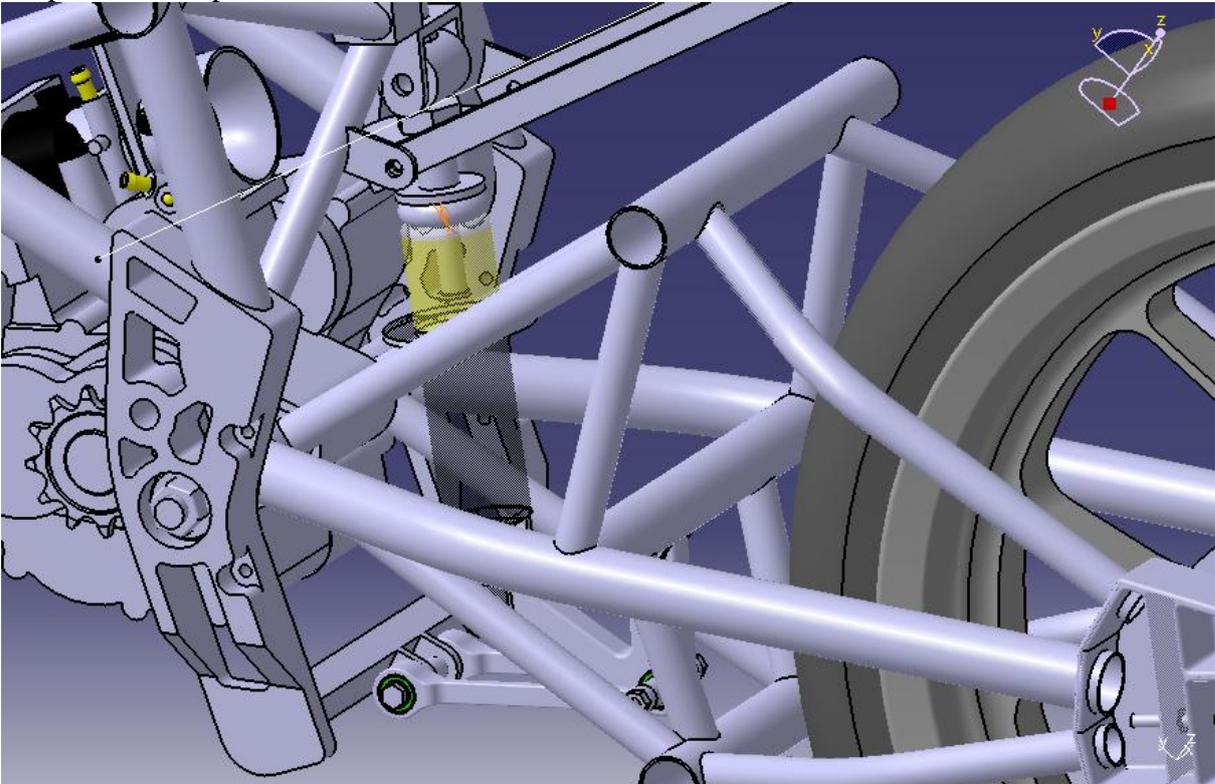
Ahora vamos a ver cómo queda la moto ensamblada por completo y a analizar que nada colisiona durante el recorrido de la suspensión.

Suspensión extendida:

“Diseño y cálculo estructural del basculante y diseño del sistema de suspensión trasera de una motocicleta de competición”



Suspensión comprimida:

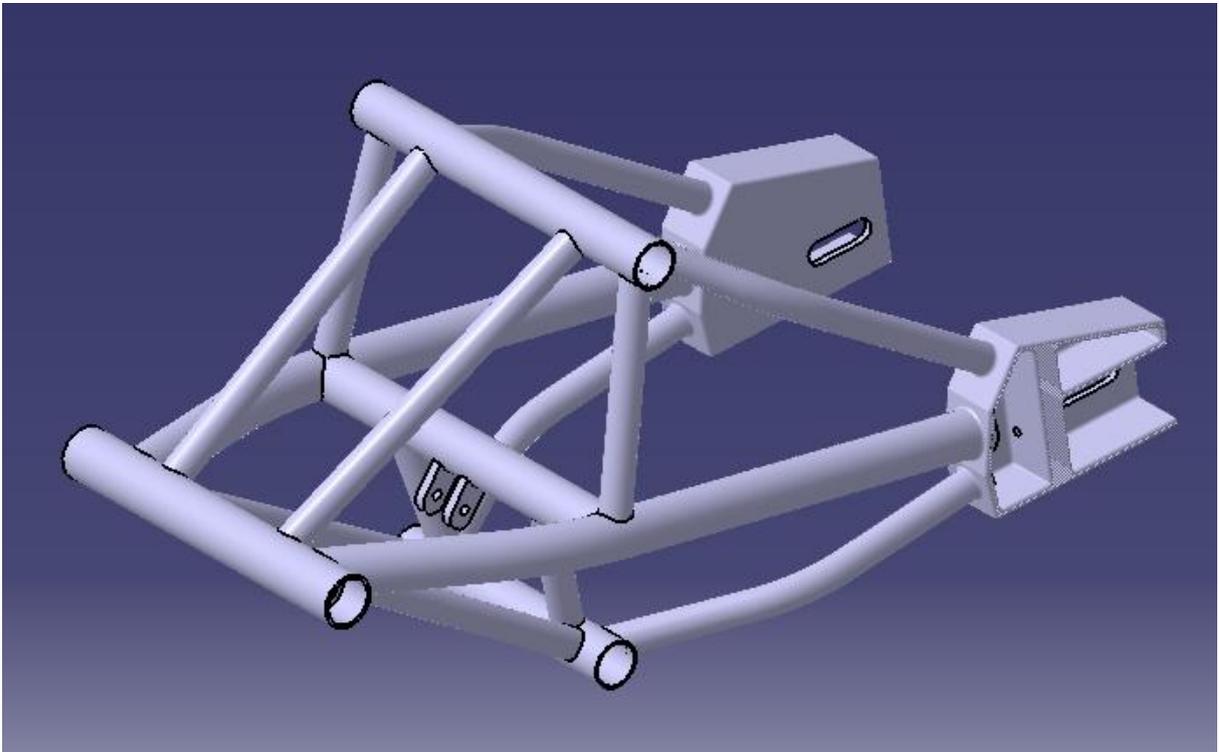


En la imagen no se aprecia prácticamente, pero para analizar que no haya contactos no deseados hemos utilizado una herramienta del programa de diseño.

Análisis en elementos finitos

Basculante

Tras darle muchas vueltas al diseño, teniendo en cuenta sobre todo el espacio del que disponemos, hemos llegado a un modelo de basculante que posee refuerzos transversales en el plano medio, y en la parte superior e inferior. Estos refuerzos estarán unidos entre sí para aumentar la rigidez, y a su vez habrá unas barras que los unan, tanto al eje del basculante, como al eje de la rueda trasera. Este es el modelo diseñado y que vamos a estudiar mediante un software elementos finitos:



Cargas estáticas

En este apartado estudiaremos las tensiones que sufrirán las diferentes partes del basculante en diferentes situaciones. Todas las cargas que aplicaremos serán cargas estáticas mayoradas por un coeficiente de 1,5. Esto nos permitirá observar aquellas zonas que soportaran las mayores tensiones de forma que seremos capaces de realizar pequeñas modificaciones sobre el diseño para tratar de evitar la aparición de tensiones excesivamente elevadas.

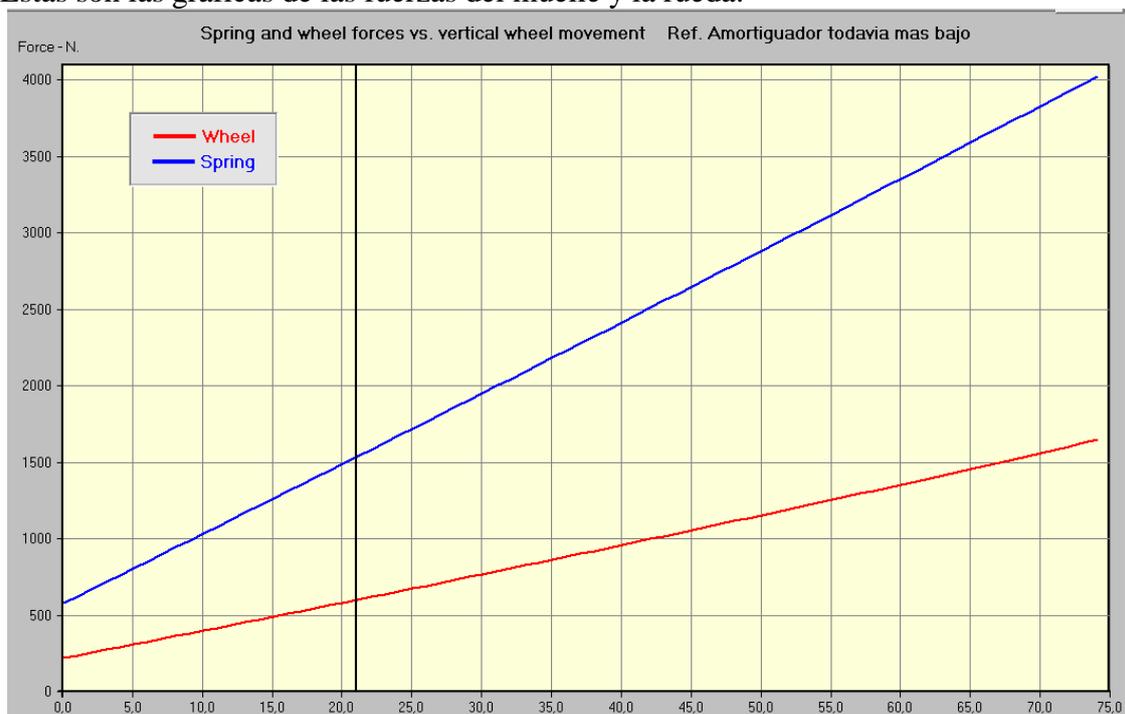
Para analizar correctamente las tensiones, tenemos que tener en cuenta el material que se va a utilizar para la fabricación. El espesor y diámetro de los tubos ha sido estudiado en el proyecto “Diseño y cálculo estructural del chasis de una motocicleta de competición”, viendo cómo reaccionan distintos tubos a unos ensayos, en los que se

concluyó que los ratios de rigidez/peso más elevados se consiguen con los diámetros mayores por lo tanto estos serán los utilizados en nuestro modelo.

Compresión máxima

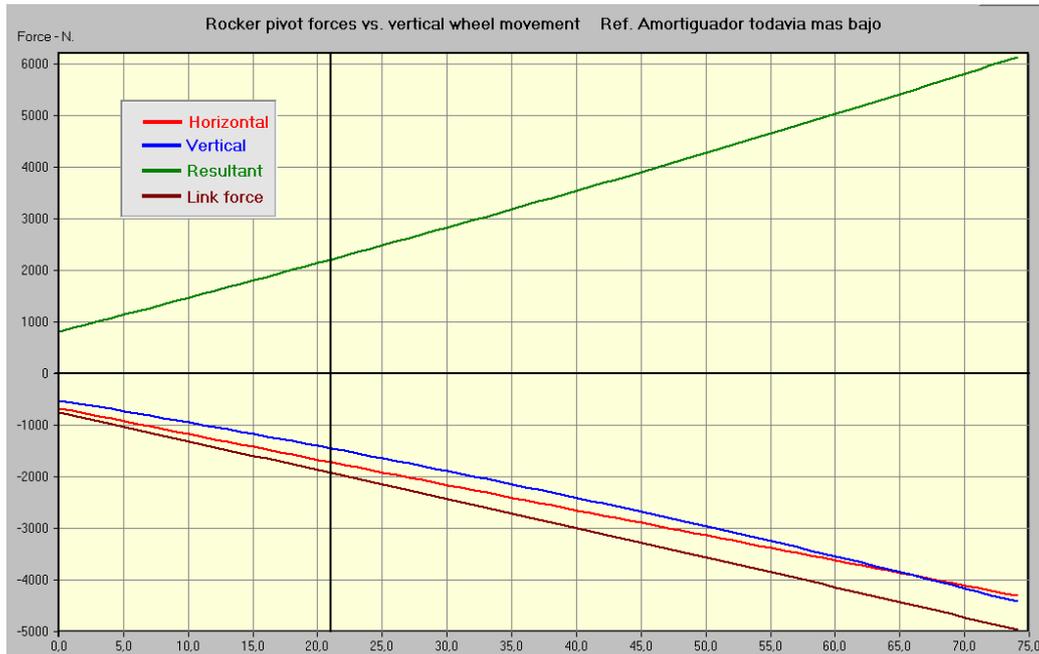
Es la situación que más tensiones va a soportar el basculante. Esta situación se produce cuando la reacción vertical sobre el neumático trasero es muy elevada y llega a comprimir por completo el amortiguador trasero. Las cargas necesarias para comprimir completamente el amortiguador trasero dependen tanto de la rigidez de este como de su disposición dentro de la motocicleta.

Durante el desarrollo del sistema de suspensión trasera hemos obtenido el valor, tanto de la fuerza en el neumático que hace que lleguemos a la situación de compresión máxima, como la fuerza máxima que realiza el amortiguador, que no influye directamente en el basculante, pero si lo hace a través del rocker, cuya fuerza hemos obtenido también con el programa “Motorcycle kinematics”, del diseñador Tony Foale. Estas son las gráficas de las fuerzas del muelle y la rueda:



El valor máximo de carga en la rueda y por lo tanto, en el eje de la misma en el basculante, es de 1650 Newtons.

La fuerza que realiza el rocker sobre el basculante también influye en estos ensayos:



Vemos que podemos descomponer la fuerza resultante del rocker en una vertical de -4400N y otra horizontal de -4280N.

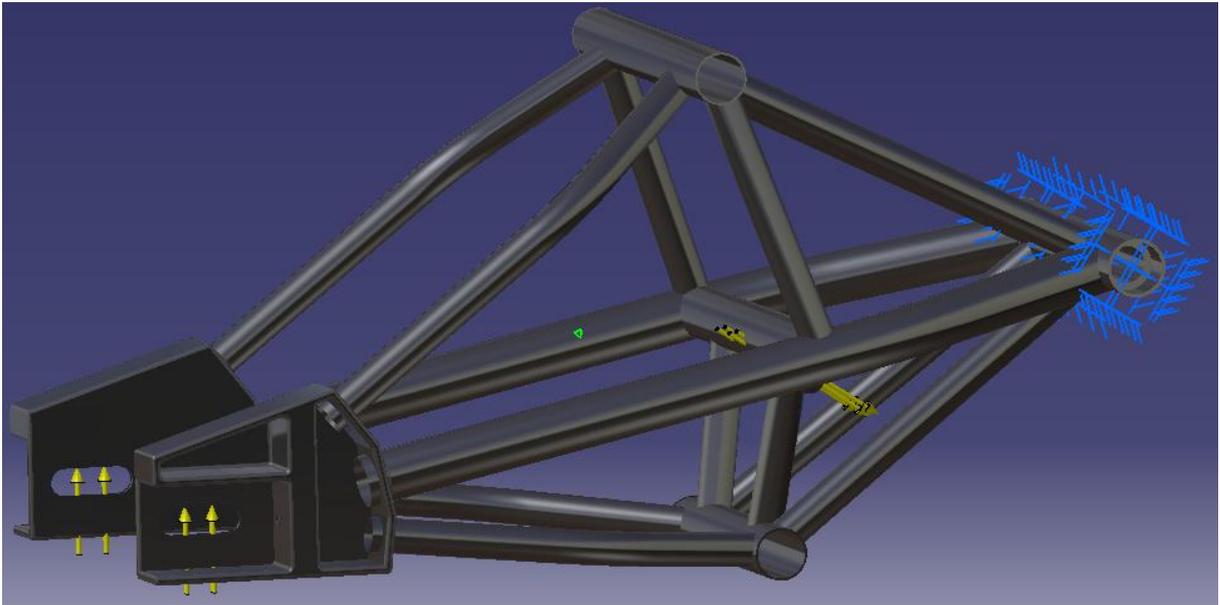
Y por último, la otra fuerza que va a recibir el basculante va a ser en su propio eje de pivotamiento. Las fuerzas son de -2750N la vertical, y de -4280N horizontal.



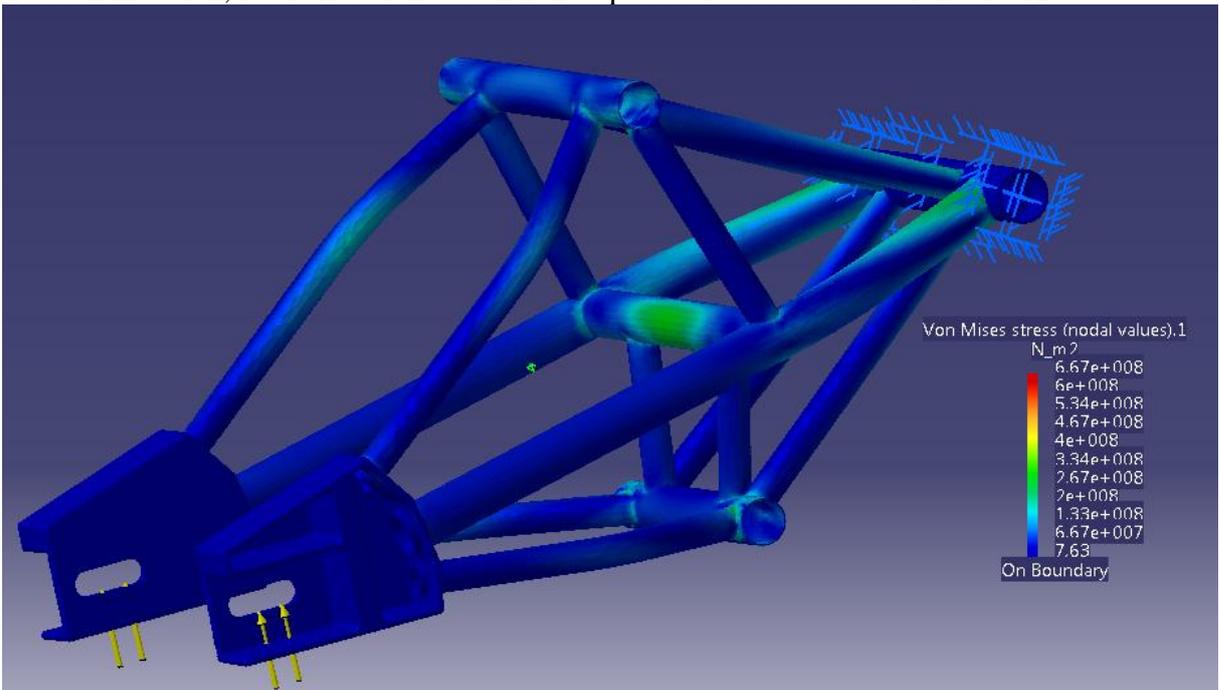
Vamos a representar esta situación en el software CATIA, programa de diseño que permite realizar un análisis de elementos finitos. Para ello anclaremos el eje del basculante y aplicaremos la carga de la rueda en el eje trasero y la del rocker. Las del eje del basculante se entiende que son reacciones a las otras fuerzas y se verán reflejadas en los ensayos.

En la siguiente imagen vemos la distribución de las fuerzas en el basculante:

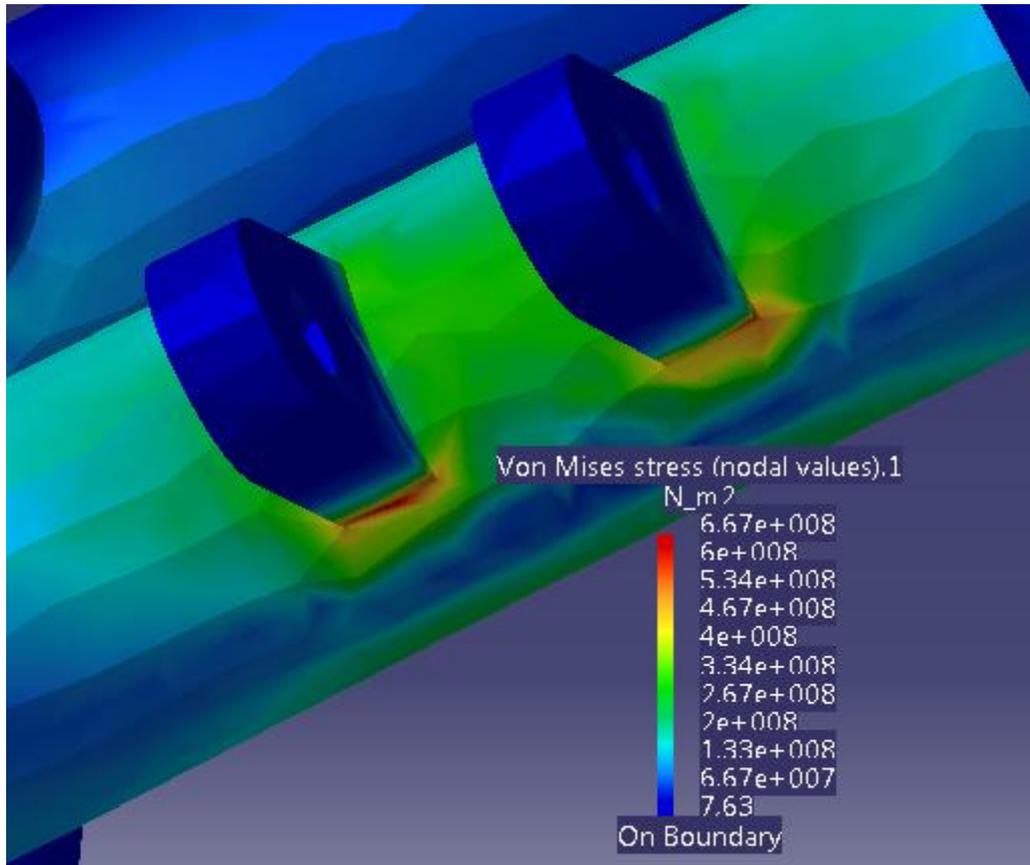
“Diseño y cálculo estructural del basculante y diseño del sistema de suspensión trasera de una motocicleta de competición”



Y a continuación, la distribución de tensiones que se crea a causa de dichas fuerzas:

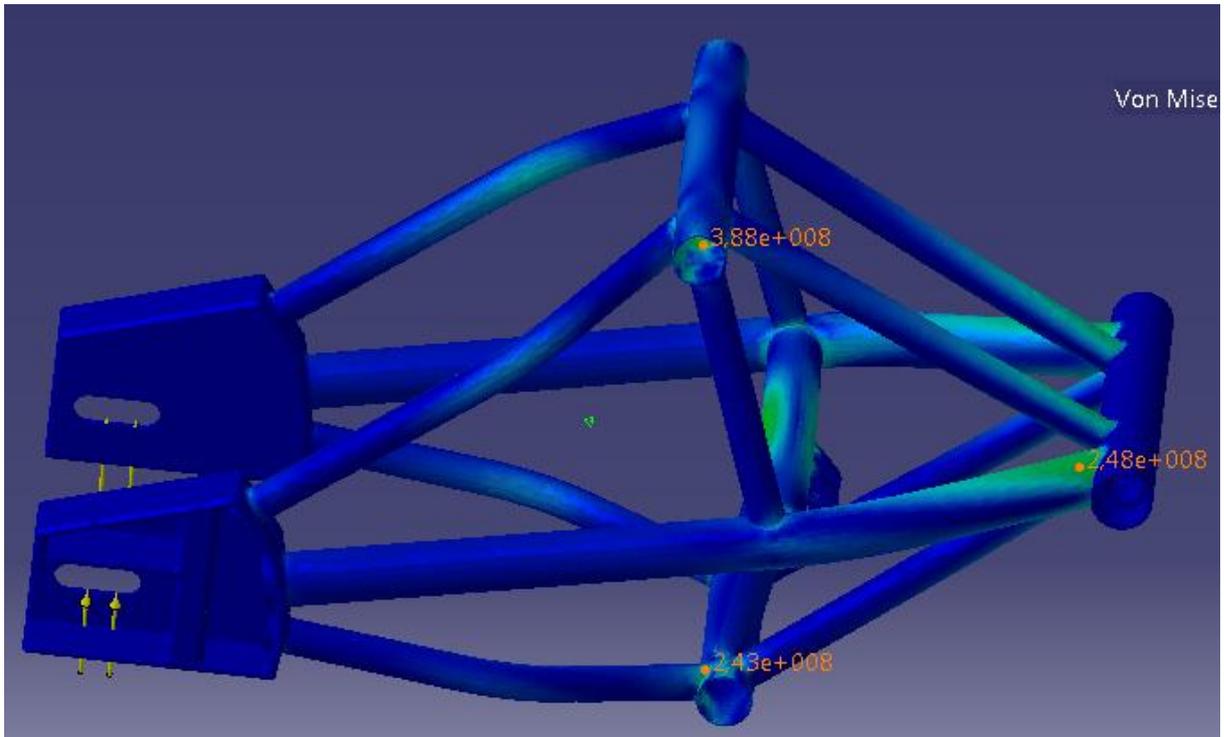


La tensión máxima que nos da es de 667 Mpa, y está situada en la unión de la orejeta del rocker al basculante.



Es una zona delicada, ya que es justamente la soldadura entre el asculante y la orejeta, que puede llegar a soportar grandes tensiones, por lo que será muy importante que el proceso de soldadura de las piezas sea correcto y no dé lugar a posibles fracturas en la zona. Se reforzará la franja aumentando el grosor de la orejeta, para evitar posibles fracturas. Hay que tener en cuenta que es una parte muy puntual del basculante, y que se tratará de reforzar al máximo durante la fabricación.

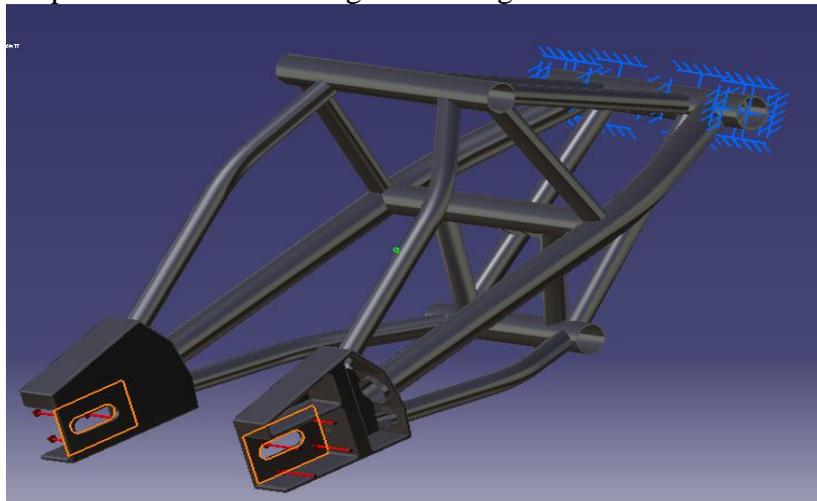
En el resto del basculante las tensiones están bastante suavizadas, en la siguiente imagen podemos ver tres zonas donde son algo mayores que en el resto. Son valores de en torno a 300 Mpa, y se producen, como ya esperábamos, en las uniones entre los tubos.



Fuerza lateral trasera

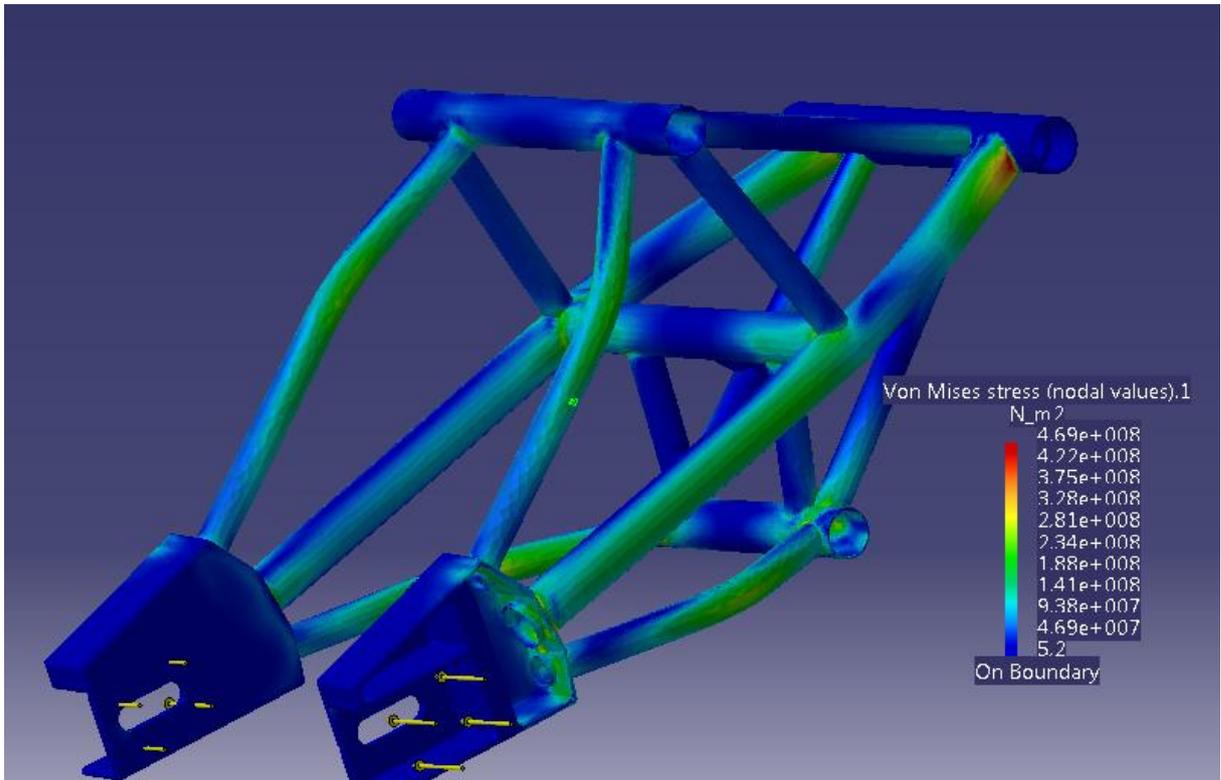
En esta situación simularemos una pasada por curva, aplicando una fuerza lateral en el eje trasero de la rueda, que someterá al basculante a una flexión lateral. El valor de la fuerza en pasada por curva se ha obtenido en el proyecto “Optimización de parámetros principales y cálculo de cargas de una motocicleta de competición”, y da un valor máximo de cerca de 1000N.

Para el ensayo empotramos el eje del basculante y aplicamos la carga en las caras del eje trasero del basculante, para que sea lo más parecido posible a llevar puesto el eje trasero. Esto se puede observar en la siguiente imagen.

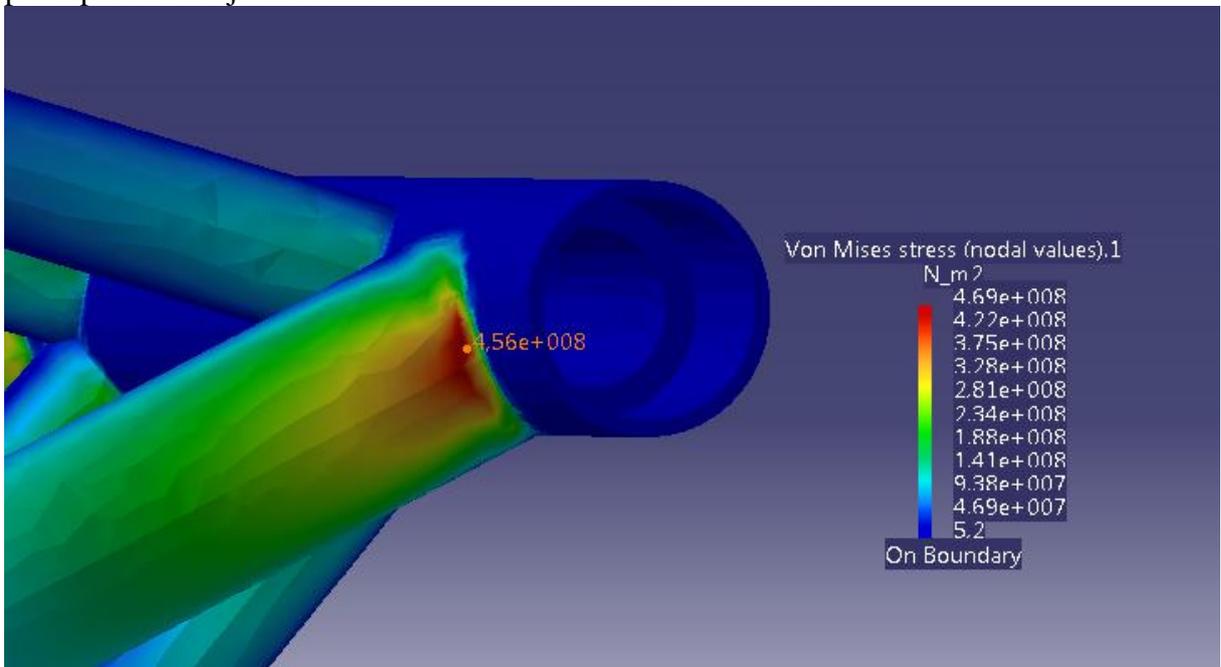


Ahora vamos a ver como es la distribución de las tensiones producidas en el basculante.

“Diseño y cálculo estructural del basculante y diseño del sistema de suspensión trasera de una motocicleta de competición”

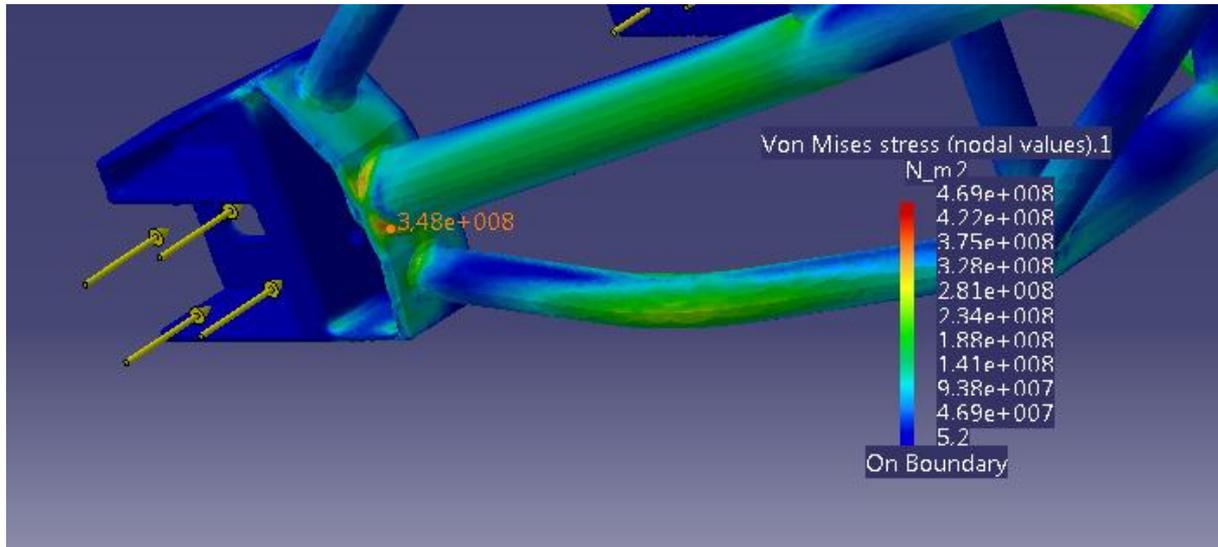


Observamos que la zona que sufre tensiones más altas es la de la unión del refuerzo principal con el eje del basculante. Vamos a verlo más detallado:



De nuevo la zona de soldadura va a ser clave, ya que tiene que soportar la tensión máxima que se produce de 469 MPa.

Otra zona donde se ven tensiones altas es la unión del tubo principal con la pieza del eje trasero:



En esta unión se llegan a tensiones de 350 MPa, pero afortunadamente es una zona bastante reforzada por la pieza mecanizada del eje trasero.

Elección del acero

Este apartado se estudia más en profundidad en el proyecto “Diseño y cálculo estructural del chasis de una motocicleta de competición”. Se compararon un acero convencional de construcción como es el 355 con varios tipos de aceros llamados de “alta resistencia”. Finalmente se optó por el siguiente acero:

Reynolds 631

Se trata de un material que tiene muy buena disposición para ser trabajado en frío especialmente indicado para estructuras soldadas debido a su óptima soldabilidad mediante soldadura T.I.G. Apenas se produce distorsión y las tensiones internas que se dan por la soldadura son bastante escasas. Además la resistencia que se pierde debido al proceso de soldadura es casi insignificante

Las razones principales por las que, tras mucho meditar, hemos decidido utilizar tubos de este tipo de aleación son básicamente las siguientes:

- Este material puede trabajarse en frío (doblarse) con facilidad además de que el proceso de soldadura es relativamente sencillo y eficaz.
- La disponibilidad de diámetros y espesores que nos ofreció Reynolds fue totalmente satisfactoria ya que IMCA nos pedía un mínimo de 1 mm de espesor para poder llevar a cabo la soldadura y finalmente conseguimos material de un espesor de 1,2 mm.
- El precio del material y las condiciones de importación desde el Reino Unido eran relativamente buenas.
- Este tipo de aleación ha sido ampliamente empleada en fabricación de chasis de competición. Un ejemplo actual es la fabricación de la Bottpower para la moto 2 de la temporada 2010-2011, cuyo chasis tubular está fabricado con acero Reynolds 631.
- Por último y no menos importante, el límite elástico que se consigue con este material hace que la resistencia contra las fuertes acciones que se

producen sobre el chasis puedan ser correctamente absorbidas por la estructura sin necesidad de utilizar tubos de gran diámetro y espesor.

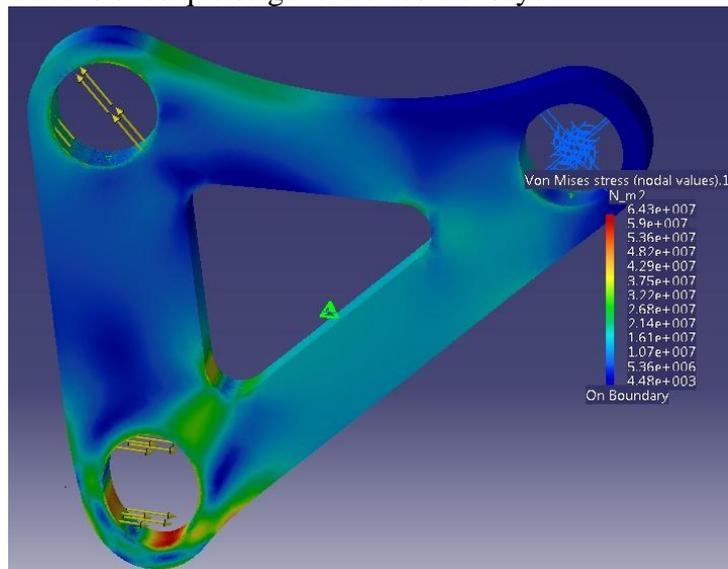
Balancín o rocker

Con el mismo programa de cálculo de elementos finitos, vamos a analizar como es la distribución de tensiones en el balancín. Para ello, vamos a hacer varios ensayos, ya que es muy difícil hacer una simulación exacta de lo que sucede en el rocker. En cada ensayo empotraremos uno de los agujeros de los rodamientos, y en los otros dos aplicaremos las fuerzas calculadas. Como resultado de esto, en el agujero empotrado aparecerá una reacción que debe ser igual a la fuerza obtenida para ese anclaje.

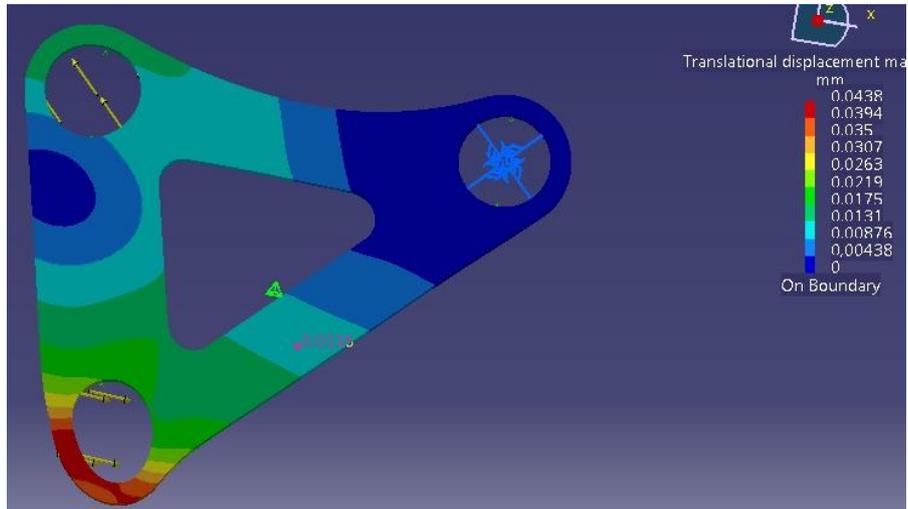
Empotramiento en el agujero del amortiguador

Para este ensayo, empotramos el agujero del rocker correspondiente al amortiguador y aplicamos las caras obtenidas del link y el anclaje del roker al basculante, multiplicadas por un coeficiente de seguridad igual a 2.

Este es el mapa de tensiones que se genera en este ensayo:



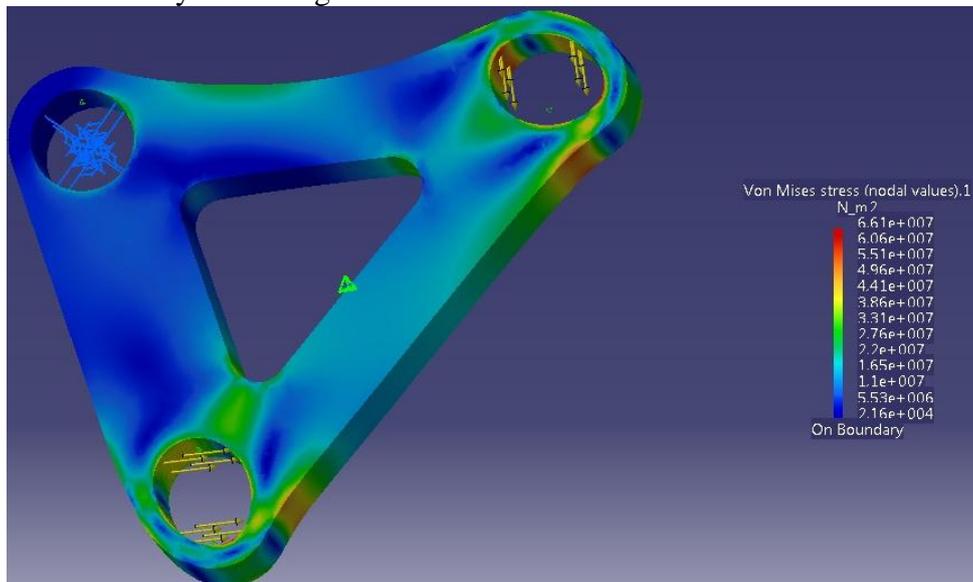
Vemos que las zonas más delicadas son precisamente los alojamientos de los rodamientos, justamente donde están aplicadas las cargas. En esos puntos tenemos unos valores de 64.3 MPa, fácilmente aguantables por cualquier aluminio comercial. Vamos a ver qué deformaciones nos da este ensayo, simplemente por obtener algo más de información.



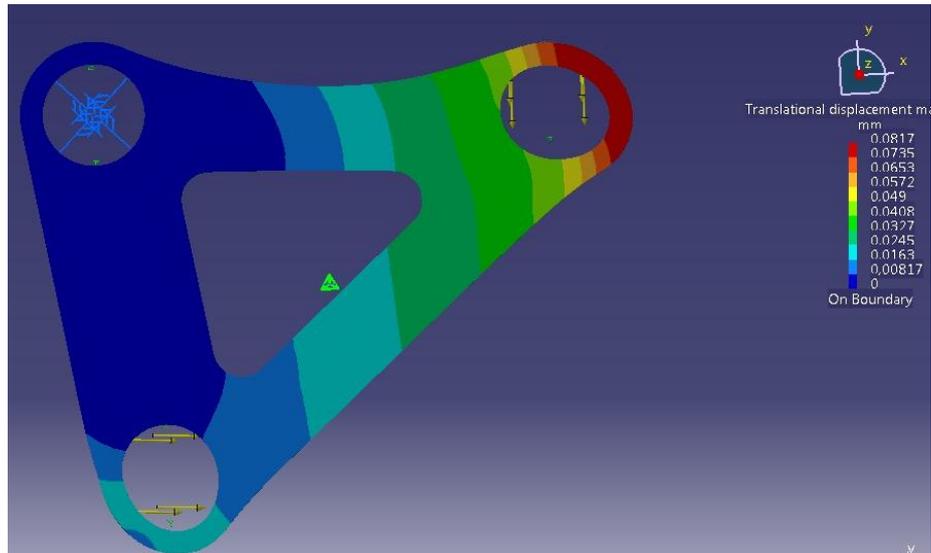
Vemos que el valor máximo es de 0.0438 mm, algo insignificante para nuestra pieza, por lo que no afectará a su comportamiento.

Empotramiento en el agujero del rocker

Ahora es el turno de anclar el agujero para el anclaje del rocker al basculante y aplicar las fuerzas del link y el amortiguador.



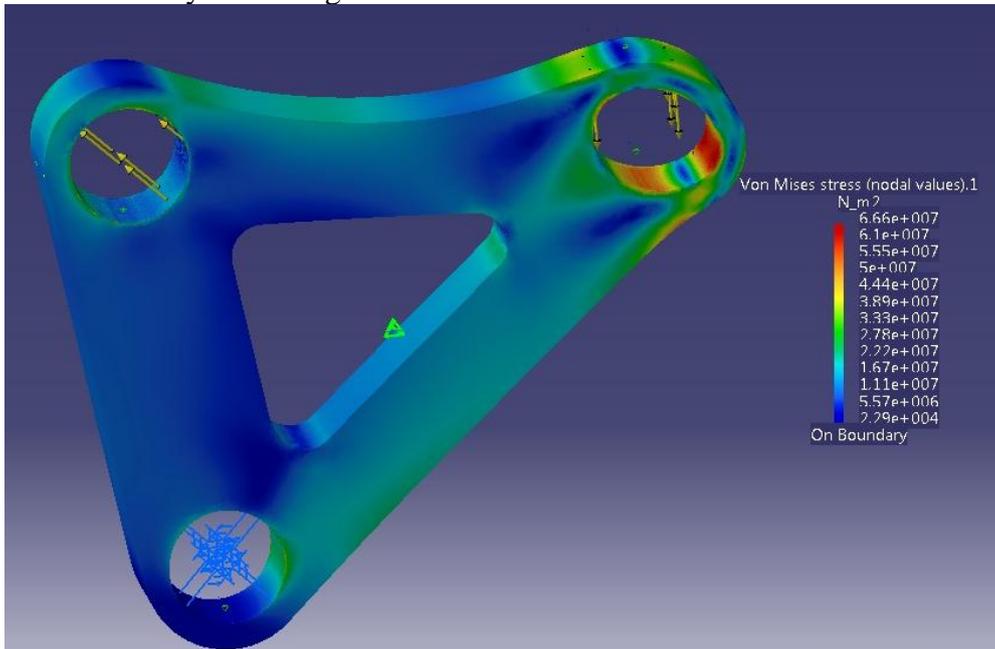
El valor de tensión máxima es de 66.1 MPa y se vuelve a dar en los alojamientos de los rodamientos donde se aplican las fuerzas. Es un valor que está en la línea del anterior y que no es elevado para fabricar la pieza de un aluminio normal. Vamos a ver en detalle los desplazamientos que se producen.



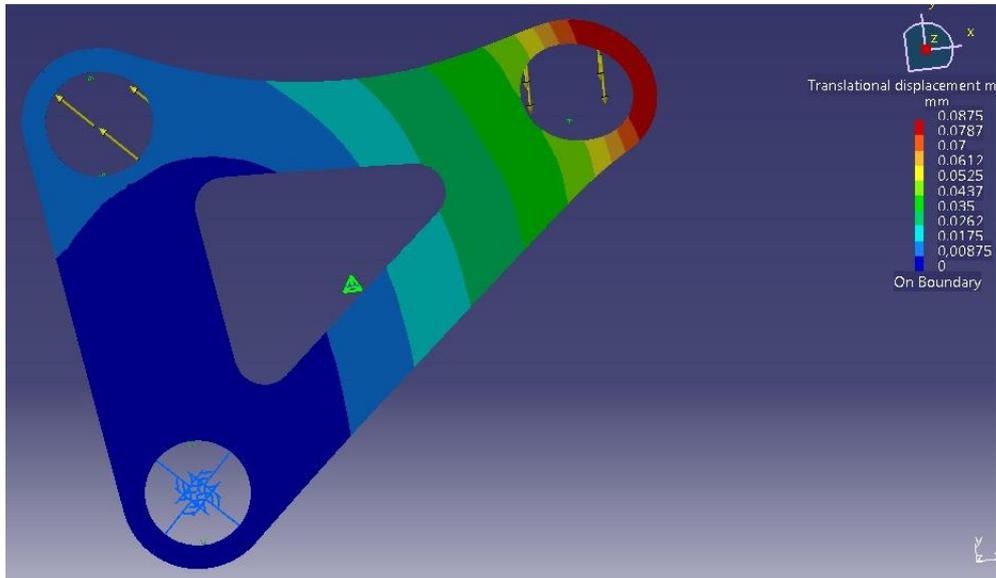
Los valores vuelven a ser insignificantes, ya que no llegan a la décima de milímetro.

Empotramiento en el agujero del link

Por último, anclaremos el agujero correspondiente al link y aplicaremos las cargas que producen el rocker y el amortiguador.



El valor de la tensión máxima es muy similar a los anteriores, lo que nos da una idea de que los ensayos son correctos. La tensión máxima que aparece es de 66.6 MPa. Vamos a ver los desplazamientos, para asegurarnos de que todo está bien:



Aparecen valores de 0.087 mm, que nos hacen pensar que nuestra pieza va a tener un comportamiento correcto.

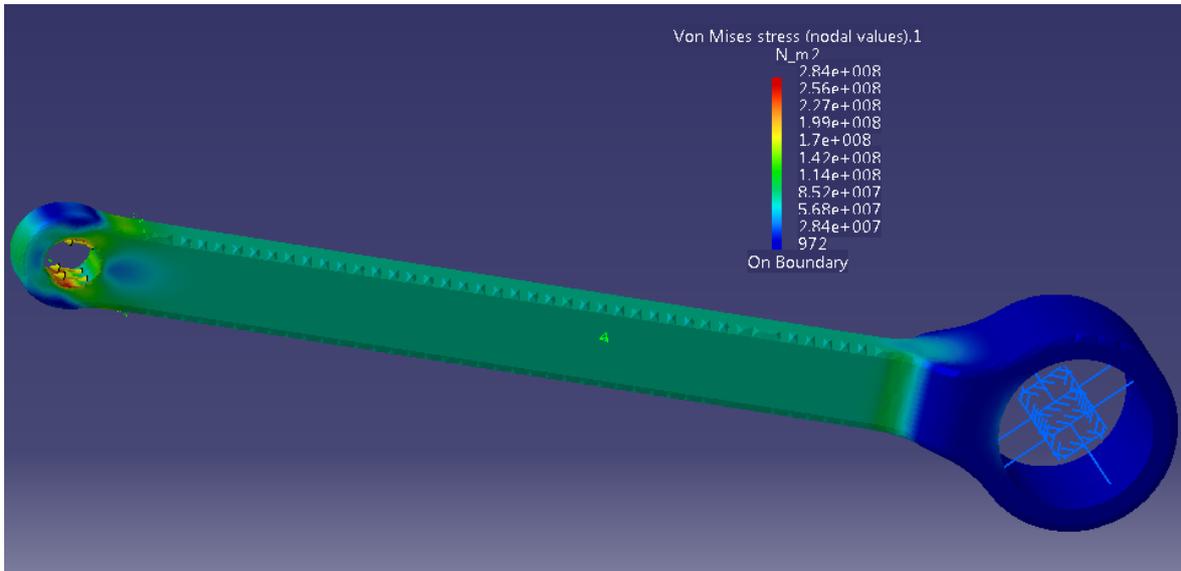
Elección del aluminio

La empresa que nos va a mecanizar las piezas nos dio una lista de aluminios comerciales, fácilmente conseguibles, entre los que se encuentran los aluminios 2011, 2017, 5083, 6063, 6082, 7022, 7075.

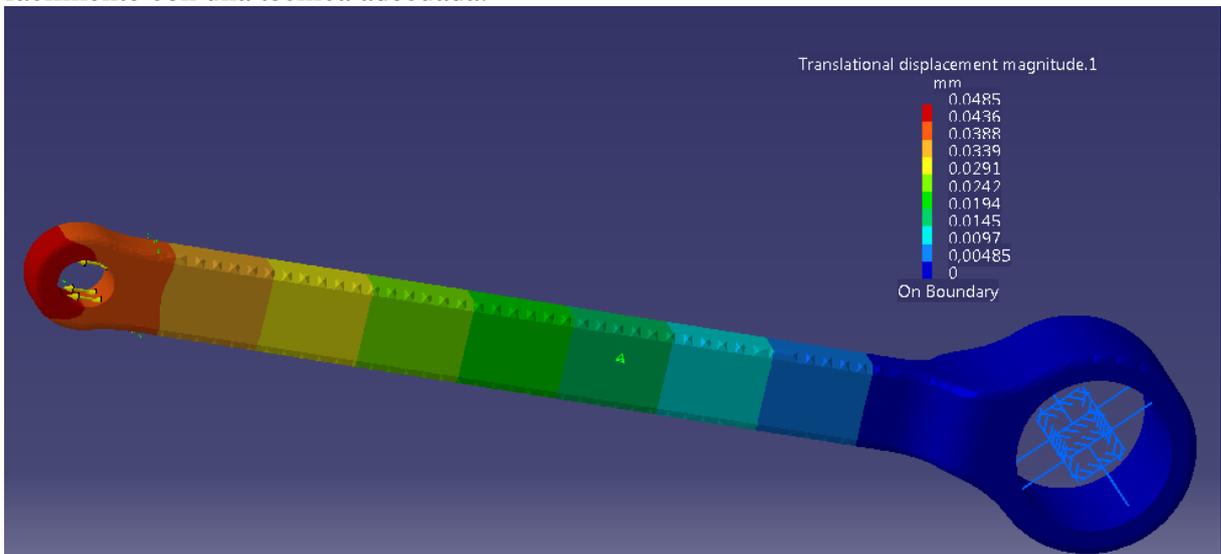
Finalmente nos decidimos por aluminio 7022, una aleación de aluminio y zinc, que cumple las características necesarias. Tiene un límite elástico de 370 MPa y tensión de rotura de 450 MPa. El aluminio se puede obtener en forma de tocho. La pega que tienen algunos aluminios es su forma de suministro, ya que solo se encuentran en perfiles o placas.

Link

Para el ensayo del link, al ser un tirante que está sometido a tracción, tan solo empotramos un extremo, y al otro le aplicamos la carga calculada. Este es el resultado de las pruebas:



En la zona de unión del link al rocker aparecen tensiones de en torno a 284 MPa, por lo que tendremos que buscar un acero de límite elástico cercano a los 400 Mpa. Finalmente se opta por un acero suave: el porcentaje de carbono es de 0,25%, tiene una resistencia mecánica de 48-55 kg/mm² y una dureza de 135-160 HB. Se puede soldar fácilmente con una técnica adecuada.



Detalle de las deformaciones, que no llegan a 0.05 mm, por lo que el link se comportará correctamente en la situación crítica.

Conclusión

El objetivo para el que se ha elaborado este proyecto se encuentra centrado en el diseño del basculante y el sistema de amortiguación que proporcione las óptimas prestaciones a una motocicleta de dos tiempos de 125cc, en vistas a la participación en la competición Motostudent. Es todo un reto empezar de una hoja en blanco y construir toda una moto, ya que requiere un largo proceso de estudio y desarrollo. Así, a lo largo del proyecto se han desarrollado los distintos pasos para ir definiendo la geometría de la suspensión trasera que nos dé el comportamiento buscado y la geometría del basculante, hasta llegar a los diseños definitivos.

Para la realización de estos diseños han sido necesarios estudios preliminares, especialmente importantes los realizados acerca de la geometría óptima que nos aporte el mejor comportamiento en carrera. Además de la búsqueda de la solución que mejor se adaptaba a nuestras necesidades.

Otra de las tareas imprescindibles para el desarrollo del proyecto ha sido la búsqueda y estudio de los diferentes programas, sin los cuales no hubiera sido posible la realización del proyecto. Con ello, se ha conseguido el dominio de varios programas muy interesantes, que probablemente, serán de gran utilidad en el futuro.

Por otra parte, el estudio más interesante y que más conocimientos nuevos ha aportado ha sido el estudio mediante elementos finitos de las diferentes estructuras. Para llegar a optimizar el basculante hemos realizado diferentes ensayos comparativos buscando siempre maximizar aquellas propiedades que considerábamos importantes. Primeramente realizamos un estudio para ver cómo debería ser el comportamiento de la suspensión trasera, basándonos en una motocicleta de competición comercial. Buscamos la geometría que nos diese el comportamiento deseado y que no diese problemas de fabricación, teniendo muy en cuenta el espacio disponible para el diseño. Luego realizamos un ensayo comparativo buscando optimizar la geometría del basculante en función de la rigidez en diferentes ensayos. Por último un análisis detallado de elementos finitos nos permitió estudiar aquellas zonas donde aparecían concentradores de tensiones. Este último ensayo fue clave a la hora de la elección del material que utilizaremos para la fabricación del basculante.

La valoración de si el diseño es positivo o hay que mejorarlo se verá una vez que probemos la moto. Es una labor de prueba-error, en la que analizaremos que fallos tiene y que posibles mejoras se le pueden aplicar. Es muy importante la opinión del piloto sobre la rigidez del conjunto, ya que no existe la geometría óptima para una moto, sino para un piloto. Toda esta información nos permitirá ir optimizando los diferentes parámetros de forma que el conjunto de la amortiguación trasera y el basculante irá evolucionando hasta llegar al recomendable.

Con todo ello se puede concluir que se trata de un proyecto tremendamente enriquecedor, que no acaba aquí, sino que pretende continuar hasta el diseño final de la moto para participar en la competición de Motostudent.

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



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DISEÑO Y CÁLCULO ESTRUCTURAL DEL BASCULANTE Y DISEÑO DEL SISTEMA DE
AMORTIGUACIÓN DE UNA MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN

ANEXOS

Ignacio Arenaza Borja

Cesar Díaz de Cerio García

Pamplona, 10 de Septiembre de 2010

ANEXO I

ÍNDICE

| | |
|--|----|
| 1. OBJETIVO DE LA COMPETICIÓN | 2 |
| 2. FASES DE LA COMPETICIÓN..... | 3 |
| 3. CALENDARIO | 4 |
| 4. REGLAMENTO..... | 5 |
| 4.1. Idiomas oficiales | 5 |
| 4.2. Autoridades sobre el reglamento..... | 5 |
| 4.3. Validez del reglamento..... | 5 |
| 4.4. Conocimiento del reglamento..... | 5 |
| 4.5. Cumplimiento del reglamento..... | 5 |
| 4.6. Violación de las normas del reglamento..... | 5 |
| 4.7. Impugnación a otros equipos | 6 |
| 4.8. Cambios en la reglamentación..... | 6 |
| 5. NORMATIVA SOBRE LOS EQUIPOS | 7 |
| 5.1. Requisitos individuales de los participantes..... | 7 |
| 5.2. Requisitos de los equipos | 7 |
| 5.3. Tutor del equipo. Representantes oficiales de los equipos | 7 |
| 5.4. Aspectos federativos..... | 7 |
| 5.5. Seguros..... | 8 |
| 5.6. Asistencia externa a los equipos Universitarios | 8 |
| 5.7. Número de equipos participantes..... | 8 |
| 6. INSCRIPCIÓN..... | 9 |
| 6.1. Cuotas de inscripción..... | 9 |
| 6.2. Formalización de la inscripción | 9 |
| ANEXO A: DESCRIPCION DE LAS PRUEBAS | 10 |
| A.1. Fases previas a las jornadas competitivas..... | 10 |
| A.2. Fase MS1..... | 10 |
| A.2.1. Demostración del prototipo..... | 10 |
| A.2.2. Presentación del proyecto industrial | 11 |
| A.2.3. Jurados | 11 |
| A.2.4. Premios..... | 11 |
| A.3. Fase MS2..... | 12 |
| A.3.1. Pruebas de seguridad en banco | 12 |
| A.3.2. Evaluación de prestaciones..... | 12 |
| A.3.3. Carrera..... | 12 |
| A.3. Premios..... | 13 |

Normativa general (Versión

1. OBJETIVO DE LA COMPETICIÓN

La competición MotoStudent promovida por la fundación Moto Engineering Foundation (en adelante 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 pequeña cilindrada 125 cm³, 2 tiempos, que competirán con su evaluación pertinente, en unas jornadas que se llevarán a cabo inicialmente en las instalaciones de la Ciudad del Motor de Aragón. Para el propósito de esta competición, el 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, donde estos 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 capacidades como ingenieros en comparación con los otros equipos de universidades de todo el mundo. **Normativa general (Versión 10, 09/12/09) Página 3 Moto Engineering Foundation. Competición MotoStudent 2010**

2. FASES DE LA COMPETICIÓN

Las motos serán juzgadas en unas series de eventos tanto estáticos como dinámicos, que incluirán: exposiciones orales y de “panel”, inspecciones técnicas, demostraciones dinámicas, etc. Para poder evaluar y puntuar los proyectos, la competición tendrá un proceso de selección por fases.

Para que las motos y proyectos entren en competición o concurso deberán cumplir los requisitos previos de resistencia seguridad y funcionamiento indicados en el reglamento técnico.

Los equipos, que superen estos requisitos, competirán en la fase MS1 en la cual se evaluará el proyecto bajo el punto de vista industrial con especial atención a aspectos estéticos, técnico y económico. Esta evaluación, con sus criterios, jurado y premios se indican en el ANEXO a este documento.

Las motos que superen estas pruebas participarán en la fase de pruebas dinámicas denominada MS2.

Estas pruebas consistirán en una evaluación de cualidades de pilotaje efectuadas por probadores expertos. Para la valoración final se desarrollará una carrera en la que los participantes serán pilotos federados de co-pas de promoción, seleccionados por la organización. Las pruebas y su valoración se encuentran definidos en el ANEXO mencionado.

Niveles a superar por los equipos Puntuable

participantes: Excluyente

| | | |
|------------------------------|----|----|
| Requisitos mínimos | Si | No |
| Fase MS1 (Proyecto) | Si | Si |
| Fase MS2 (Seguridad) | Si | No |
| Fase MS2 (Pruebas dinámicas) | Si | Si |
| Fase MS2 (Carrera) | Si | Si |

Normativa general (Versión 10, 09/12/09) Página 4 Moto Engineering Foundation. Competición MotoStudent 2010

3. CALENDARIO

El Calendario de la competición tiene una serie de fechas claves para los distintos equipos participantes y que deben cumplir con el objeto de que entren en la evaluación final de la competición ya que se trata de desarrollar no solo un prototipo sino un proyecto de Ingeniería. **Normativa general (Versión 10, 09/12/09) Página 5 Moto Engineering Foundation. Competición MotoStudent 2010**

4. REGLAMENTO

4.1. Idiomas oficiales

Los idiomas oficiales de la competición MotoStudent serán español e inglés. La entrega de documentación, exposiciones públicas e información relativa a la competición será aceptable en ambos idiomas.

4.2. Autoridades sobre el reglamento

El reglamento de MotoStudent es de responsabilidad única de la fundación MEF. Cualquier comunicado oficial que parta de Moto Engineering Foundation se ha de considerar como parte y ha de tener la misma validez que el reglamento aquí publicado.

Las ambigüedades o cuestiones concernientes al significado o intenciones de este reglamento serán re-sueltas por la fundación MEF. Todas estas cuestiones, formularios de consulta, etc., se encontrarán disponibles, para los equipos participantes, en una base de datos preparada a tal efecto en la web. de MEF. Así mismo quedarán correspondientemente archivadas las consultas y respuestas en una estructura informática dispuestas a nivel general o a nivel particular para cada equipo.

4.3. Validez del reglamento

El reglamento de MotoStudent publicado en la web de la MEF y fechado en el calendario de la competición, serán las normas que tendrán efecto para cada una de las ediciones.

4.4. Conocimiento del reglamento

Se hace responsable a los equipos de la lectura y conocimiento del reglamento y sus normas para la competición a la que se presentan. El reglamento de la competición incluye no solo este reglamento base sino todos los anuncios oficiales que sean publicados en la web. de la competición motostudent.com.

4.5. Cumplimiento del reglamento

Al entrar en la competición, los equipos universitarios, tanto sus miembros individuales, los tutores de cada universidad, y cualquier otro personal adscrito al equipo universitario estarán sujetos al cumplimiento de las normas reflejadas por el reglamento y/o anunciadas por la MEF. Todos los equipos, tutores universitarios y representantes universitarios deben cooperar y seguir las instrucciones de organizadores y jueces de la MEF.

4.6. Violación de las normas del reglamento

La violación intencionada de las normas y reglas aquí expresadas supondrá la expulsión de la competición sin opción a la reclamación en caso de que se pruebe que fue intencionada y esté demostrada. Cualquier cuestión, duda o comentario se deberá remitir al comité organizador del evento según proceda.

Normativa general (Versión 10, 09/12/09) Página 6 Moto Engineering Foundation. Competición MotoStudent 2010

4.7. Impugnación a otros equipos

El Comité Organizador de la prueba se reserva el derecho, en cualquier momento de la competición, de inspeccionar y examinar las actividades de los equipos en competición. Cualquier aspecto detectado en la inspección que vulnere los principios de la competición puede llevar aparejado al equipo correspondiente a verse apartado de la competición. Cualquier equipo puede impugnar a otro equipo participante en el caso de observar anomalías. No obstante, deberá presentar una fianza previa a la reclamación que será devuelta por la organización en caso de que la reclamación prospere. “La cuantía de la fianza” será fijada por la organización.

El Comité Organizador de la prueba se reserva el derecho, en cualquier momento de la competición, de inspeccionar y examinar las actividades de los equipos en competición. Cualquier aspecto detectado en la inspección que vulnere los principios de la competición puede llevar aparejado al equipo correspondiente a verse apartado de la competición. Cualquier equipo puede impugnar a otro equipo participante en el caso de observar anomalías. Las impugnaciones deberán obligatoriamente presentarse por escrito, indicando el artículo del reglamento que se considera violado, con pruebas suficientes para su verificación. Adicionalmente, deberá presentarse una fianza simultáneamente a la reclamación que será devuelta por la organización en caso de que la reclamación prospere. “La cuantía de la fianza” será fijada por la organización y podría llegar según el caso a la cuantía del primer premio.

4.8. Cambios en la reglamentación

El Comité Organizador se reserva el derecho de revisar el calendario de la competición y/o modificar el reglamento de la competición en cualquier momento y usando cualquier medio que haga mas eficiente la difusión de las mismas para el evento de MotoStudent, quedando registrado en la página web de la competición. **Normativa general (Versión 10, 09/12/09) Página 7 Moto Engineering Foundation. Competición MotoStudent 2010**

5. NORMATIVA SOBRE LOS EQUIPOS

5.1. Requisitos individuales de los participantes

La competición pretende, como aspecto fundamental ser un vehículo de formación complementaria para los estudiantes. La competición es puramente de ingeniería y no un campeonato de velocidad por estas consideraciones la elegibilidad esta limitada a estudiantes universitarios de grado o postgrado.

Para pertenecer a un equipo inscrito en la competición los alumnos deben estar matriculados en una Universidad Pública o Privada. Estos deben estar matriculados en un grado o postgrado. Como mínimo, tienen que haber superado el 50% de los créditos de su carrera de grado universitario. Se establece una edad mínima de 18 años para los miembros integrantes del equipo.

5.2. Requisitos de los equipos

Los equipos y los miembros que lo integran, registrados en la competición serán considerados como “participantes de la prueba” desde su inscripción, hasta la conclusión del evento. Cada equipo tendrá un mínimo de 7 participantes y un máximo de 15. Todo equipo universitario participante en MotoStudent deberá llevar como parte de su identificación el nombre de la Universidad o Centro Universitario a la que pertenece.

A su vez también pueden colaborar en la fase de desarrollo con el equipo otros centros Formativos como por ejemplo Centros de Formación de Educación Secundaria que por especiales características de equipamiento pueden complementar a la Universidad participante. Sin embargo en las jornadas de Competición solamente podrán acceder a los distintos parques de trabajo los alumnos inscritos oficialmente.

Hasta seis meses (semestre académico) antes de la celebración de las pruebas será posible modificar la composición del equipo, siempre que un mínimo del 60% de sus componentes pertenezca al equipo inicial inscrito. En ningún caso se podrá reducir el número de componentes, es decir, en las modificaciones de la composición sólo se podrá sustituir o añadir participantes. Estas modificaciones deberán comunicarse puntualmente a la Organización. Las sustituciones no conllevan gasto adicional.

5.3. Tutor del equipo. Representantes oficiales de los equipos

Cada equipo debe nombrar un tutor de la universidad, siendo este un profesor de Universidad o personal técnico de la misma. Asimismo dicho tutor deberá acompañar al equipo de estudiantes a la competición y será considerado por los organizadores de la competición como el representante oficial del equipo de la universidad.

El tutor junto con el alumno Delegado, alumno elegido por los estudiantes, serán los responsables de mantener el contacto con la Organización y serán los únicos representantes oficiales de los equipos reconocidos por la Organización.

5.4. Aspectos federativos

Al ser pruebas de ingeniería y no de velocidad, los equipos no tendrán como requisito la necesidad de demostrar que algunos de los integrantes tengan licencias federativas expedidas por la autoridad competente, más **Normativa general (Versión 10, 09/12/09) Página 8 Moto Engineering Foundation. Competición MotoStudent 2010**

aun, cuando las pruebas dinámicas serán realizadas por pilotos externos a los equipos y elegidos por la organización.

5.5. Seguros

Las universidades inscritas deberán integrar el trabajo realizado en el currículum formativo de forma y manera que esta competición entre dentro de las actividades QUE CUBRE EL SEGURO escolar. No obstante, cada equipo tendrá un seguro privado como garantía ante cualquier accidente que se pudiera presentar y que cubrirá a cada uno de sus integrantes.

5.6. Asistencia externa a los equipos Universitarios

La involucración de Profesores y Técnicos de las Universidades, así como de Técnicos del Sector para el desarrollo de la actividad de los alumnos es de facto imprescindible y deseable para la competición. No obstante, es preciso recordar en este punto que el espíritu de la competición es fortalecer las habilidades de los estudiantes y ofrecer un marco para ello es también responsabilidad de todos. Por ello es preciso remarcar que se valorará como aspecto principal en el proyecto la demostración de que sean los propios estudiantes los que lleven a cabo las tareas y acciones directas en la construcción del prototipo.

5.7. Número de equipos participantes

El número máximo de equipos participantes en la edición 2009-10 se establece en 30 equipos.

Por Universidad pueden presentarse más de un equipo. Cada equipo solo puede presentar un proyecto y prototipo. **Normativa general (Versión 10, 09/12/09) Página 9 Moto Engineering Foundation. Competición MotoStudent 2010**

6. INSCRIPCIÓN

6.1. Cuotas de inscripción

La cuota de inscripción se establece en 350€ más IVA por estudiante integrante del equipo.

Las tasas de inscripción deberán ser abonadas a la organización de MOTOSTUDENT antes de finalizar el primer mes de Enero de la competición, que se establece con carácter bianual.

Las tasas de inscripción no serán reembolsables.

La inscripción da derecho a los alumnos inscritos a participar en el desarrollo de la competición y a los materiales y servicios que la organización pone a disposición de los equipos. Estos materiales o componentes se indican en el reglamento técnico.

6.2. Formalización de la inscripción

En la fase de constitución de los equipos se enviara a la Organización una página de preinscripción que figura en la página principal de la pagina web de motostudent. En ella se indican los estudiantes que inicialmente van a formar parte del equipo con datos de contacto e identificación.

Todos los miembros del equipo participante deberán aportar, en el momento de la inscripción o registro, los documentos que a continuación se detallan y, así mismo, proveer de datos de contacto para situaciones de emergencia.

La inscripción se formalizara rellenando los documentos que se encuentran en la pestaña de equipos /winchill de la pagina web motostudent.

- ✓ Doc MS_2009-01. Miembros del equipo.
- ✓ Doc MS-2009-02. Constitución del equipo.
- ✓ Doc MS_2009-03. Carta de oficialización del equipo.
- ✓ Doc MS_2009-04. Imagen copia de ingreso.
- ✓ Doc MS_2009-05. Imagen copia de seguro.
- ✓ Doc MS- 2009-06. Solicitud de sistema CAD.

Una vez los equipos hayan presentado la documentación indicada la organización les adjudicara su correspondiente código y contraseña de forma que puedan acceder a su dominio particular en que el que se encontrará la información técnica digital correspondiente a los componentes suministrados.**Normativa general (Versión 10, 09/12/09) Página 10 Moto Engineering Foundation. Competición MotoStudent 2010**

ANEXO A: DESCRIPCION DE LAS PRUEBAS

Como se ha indicado anteriormente los equipos participantes tendrán que someterse a una serie de pruebas sucesivas eliminatorias agrupadas en dos fases MS1 y fase MS2.

A.1. Fases previas a las jornadas competitivas

Como se ha descrito en las informaciones de la competición, con objeto de que la misma tenga realmente carácter industrial se establecen unas fechas límite para una serie de actuaciones previas a las jornadas de competición.

- ✓ Presentación de justificación de patrocinadores. En la que los equipos participantes deben justificar de forma clara que empresas e instituciones sufragan la construcción del prototipo. Se formalizara a través del formulario en la página web y esta justificación debe presentarse antes del 1 de Abril del 2009. Tras esta justificación, al mes siguiente los equipos recibirán los componentes reglamentarios.
- ✓ Presentación de diseño cerrado. Antes del 31 de Marzo del 2010 los equipos participantes presentaran a la organización información gráfica de detalle del chasis y basculante o equivalente con cotas principales que será guardada por la organización. Esta información debe permitir a los jurados sin manipulación informática alguna verificar los futuros prototipos. La organización fija como formato específico documentos pdf de los planos de conjunto y/o detalle con tamaño máximo A3. Esta documentación solo 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.

El incumplimiento de estos hitos acarrea la separación de la competición.

A.2. Fase MS1

La fase MS1 es una fase demostrativa en la que los equipos participantes deberán mostrar y explicar el prototipo realizado y el proyecto de industrialización del citado prototipo.

A.2.1. Demostración del prototipo

Los grupos presentarán un prototipo para que sea revisado por los inspectores conforma los aspectos dimensionales y de seguridad que indica el reglamento técnico.

Los equipos pueden disponer de los elementos de recambio (cualquier componente o parte de la moto) que consideren oportunos. Estos recambios deberán ser presentados a la organización simultáneamente con el prototipo para su verificación, validación y sellado. La utilización de componentes no sellados por la organización significara la expulsión inmediata de la competición.

Por otra parte realizara una mínima prueba de funcionamiento en parque cerrado. La prueba consistirá en una prueba de arranque y parada y de maniobrabilidad a derechas e izquierdas entre 10 conos situados a 3 m de distancia.

También presentaran en el stand preparado por la organización los paneles informativos que consideren convenientes. **Normativa general (Versión 10, 09/12/09) Página 11 Moto Engineering Foundation. Competición MotoStudent 2010**

A.2.2. Presentación del proyecto industrial

El proyecto industrial será defendido ante un jurado de expertos elegidos por la organización y deberá contener la información siguiente:

El proyecto se desarrollara sobre los siguientes condicionantes:

Moto de circuito, con una serie anual de 500 unidades y un costo de fabricación máximo de 4500€. En es-te concepto se contemplan los conceptos siguientes: componentes (compras exteriores), amortización de utillajes en 5 años, mano de obra directa, repercusión infraestructura de empresa y gastos financieros. Esta moto de serie será derivada de la moto prototipo con las mínimas diferencias exigidas por el proceso de fabricación en la serie y por las adaptaciones a los componentes de la serie que no deben porque ser los mismos que en la moto prototi-po.

El proyecto constará de cuatro apartados independientes, con las siguientes puntuaciones máximas.

- ✓ Diseño 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 proceso industrial de fabricación de la serie (100 puntos).

Cada apartado del proyecto industrial de los distintos equipos se presentará ante un mismo jurado de ex-pertos, elegidos por la organización.

Para la exposición de cada apartado los equipos designaran uno o dos alumnos diferentes.

A.2.3. Jurados

Los jurados que evaluarán los proyectos estarán formados por técnicos del sector Industrial y de la com-petición de vehículos de dos ruedas elegidos por la organización, tanto para esta categoría como la categoría MS2.

Los jurados se establecerán por temáticas., un jurado de Diseño, otro de Análisis y Cálculos técnicos, otro de Definición del sistema de fabricación e industrialización y otro de Costes.

La evaluación del jurado será inapelable.

A.2.4. Premios

Se otorgarán premios a:

- ✓ Al mejor proyecto industrial que incluirá una mención a la mejor innovación o aplicación técnica (Todas las fases).

El premio será de 6000€ con trofeo para el equipo y un "stage" para integrantes del equipo en empresas industriales del sector o empresas de competición.

- ✓ Dos accésits de 3000€ a:

Mejor diseño.

Mejor innovación tecnológica.**Normativa general (Versión 10, 09/12/09) Página 12 Moto Engineering Foundation. Competición MotoStudent 2010**

A.3. Fase MS2

La fase MS2 es una fase de validación experimental en la que las motos prototipo de los equipos participantes que hayan superado la Fase MS1 deberán demostrar su calidad de actuación superando distintas pruebas en banco y en circuito.

A.3.1. Pruebas de seguridad en banco

Estas pruebas pretenden ser una garantía de robustez, fiabilidad y seguridad ante las pruebas en circuito.

Así las motos deberán superar las siguientes pruebas:

- ✓ Prueba de resistencia de chasis según especificaciones de reglamento técnico
- ✓ Prueba de frenada en banco de rodillos según especificaciones de reglamento técnico
- ✓ Prueba de ruidos

La sistemática de presentación y prueba de las motos se realizará mediante un proceso de verificación que se dará a conocer a los equipos con suficiente antelación.

A.3.2. Evaluación de prestaciones

Los 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 en una vuelta al circuito.

Cada moto será probada por un mínimo de tres pilotos, los cuales evaluarán:

- ✓ Capacidad de frenada (80 puntos)
- ✓ Capacidad de aceleración (80 puntos)
- ✓ Maniobrabilidad (80 puntos)
- ✓ Estabilidad (80 puntos)
- ✓ Velocidad punta (80 puntos)

La organización facilitará a los equipos piloto, circuito y tiempo de prueba limitado para la puesta a punto de la moto previo a la prueba de evaluación de prestaciones.

Los probadores serán designados por la organización de la prueba y su resolución será inapelable. Como consecuencia de la evaluación conjunta de sus prestaciones, se establecerá una clasificación de las motos. Si alguna de las motos no supera el 25% de la puntuación máxima en alguna de las capacidades valoradas se considerará no apta para la carrera.

A.3.3. Carrera

Las motos que hayan superado la prueba anterior, participarán en una carrera de velocidad en circuito.

| Esta prueba tendrá carácter competitivo con una valoración en el computo de las pruebas dinámicas según la siguiente tabla de puntuación: | Puntos | Posición | Puntos | Posición | Puntos | Posición | Puntos |
|---|--------|----------|--------|----------|--------|----------|--------|
| Posición | | | | | | | |
| 1º | 100 | 5º | 76 | 9º | 60 | 13º | 48 |
| 2º | 90 | 6º | 72 | 10º | 57 | 14º | 45 |

REGLAMENTO TÉCNICO

ÍNDICE

| | |
|---|----|
| 1. INTRODUCCIÓN: Objetivos fundamentales de este reglamento..... | 3 |
| 2. LA MOTOCICLETA: Orientación general y definición del carácter de la misma | 4 |
| 3. REQUERIMIENTOS GENERALES DE DISEÑO..... | 5 |
| 3.1. Dimensiones..... | 5 |
| 3.2. Pesos..... | 5 |
| 4. CICLÍSTICA | 6 |
| 4.1. Bastidor | 6 |
| 4.2. Suspensiones..... | 6 |
| 4.2.1. Suspensión delantera | 6 |
| 4.2.2. Suspensión trasera | 6 |
| 4.3. Dirección..... | 6 |
| 4.3.1. Diseño | 6 |
| 4.3.2. Amortiguador de dirección | 7 |
| 4.4. Sistema de frenos | 7 |
| 4.4.1. Freno delantero..... | 7 |
| 4.4.2. Freno trasero..... | 7 |
| 4.5. Estriberas | 7 |
| 4.6. Manillar | 7 |
| 4.7. Basculante..... | 8 |
| 4.8. Llantas y neumáticos..... | 8 |
| 4.9. Protecciones para caídas..... | 8 |
| 5. CARENADOS..... | 9 |
| 5.1. Restricciones dimensionales..... | 9 |
| 5.2. Seguridad | 9 |
| 6. MOTOR..... | 10 |
| 6.1. Tipo..... | 10 |
| 6.2. Características..... | 10 |
| 6.3. Cilindro | 10 |
| Caja de láminas: no se permite su modificación. En caso de rotura se permite el recambio original. | 10 |
| 6.4. Culata | 10 |
| 6.5. Cáster..... | 10 |
| 6.6. Caja de cambios..... | 10 |
| 6.7. Transmisión secundaria | 10 |
| 6.8. Embrague..... | 10 |
| 6.9. Acelerador | 11 |
| 7. SISTEMA DE ALIMENTACIÓN DE COMBUSTIBLE..... | 12 |
| 7.1. Carburador / Inyección | 12 |
| 7.2. Depósito de combustible | 12 |
| 7.3. Conductos de combustible..... | 12 |
| 7.4. Sistema de llenado..... | 12 |
| 7.5. Tipo de combustible | 12 |

| | |
|---|----|
| 8. SISTEMA DE REFRIGERACIÓN..... | 13 |
| 8.1. Refrigeración interna del motor | 13 |
| 8.2. Radiador | 13 |
| 8.3. Líquidos refrigerantes..... | 13 |
| 9. SISTEMA DE ADMISIÓN DE AIRE..... | 14 |
| 9.1. Conductos de admisión..... | 14 |
| 9.2. Airbox | 14 |
| 9.3. Sistemas de sobrepresión..... | 14 |
| 10. SISTEMA DE ESCAPE | 15 |
| 11. INSTALACIÓN ELÉCTRICA..... | 16 |
| 11.1. Cableado | 16 |
| 11.2. Conectores | 16 |
| 11.3. Componentes | 16 |
| 12. SISTEMAS ELECTRÓNICOS | 17 |
| 12.1. Centralita | 17 |
| 12.2. Tablier..... | 17 |
| 12.3. Otros sistemas electrónicos | 17 |
| 13. SISTEMAS DE ADQUISICIÓN DE DATOS | 18 |
| 14. OTROS COMPONENTES COMERCIALES | 19 |
| 15. PROCEDIMIENTO DE VERIFICACIONES TÉCNICAS | 20 |
| 15.1. Homologación del chasis | 20 |
| 15.2. Verificación de cotas generales | 20 |
| 15.3. Verificación de pesos | 20 |
| 15.4. Verificación de ruidos | 20 |
| 15.5. Verificación del cumplimiento de la normativa de seguridad | 20 |
| 16. IDENTIFICACIÓN DE LA MOTOCICLETA | 22 |
| 16.1. Números y fondos | 22 |
| 16.2. Identificación frontal | 22 |
| 16.3. Dorsales laterales..... | 22 |
| 16.4. Número de identificación de bastidor de la motocicleta..... | 22 |
| 16.5. Nombre de la universidad | 22 |
| 16.6. Espacio en el bastidor para adhesivo de verificación técnica..... | 22 |
| 16.7. Espacio para soporte y alojamiento del transponder | 22 |
| 17. FIGURAS..... | 24 |

Reglamento técnico

(Versión 9, 15/03/10) Página 3 Moto Engineering Foundation. Competición MotoStudent 2010

1. INTRODUCCIÓN: Objetivos fundamentales de este reglamento

Este documento contiene la normativa técnica reguladora de la competición denominada "Motostudent". El principal objetivo consiste en estandarizar y acotar el amplio abanico de posibilidades de construcción de un proto-tipo. De este modo todos los proyectos se ajustarán a una línea de trabajo orientativa y común. Así pues, se posibilita una competencia objetiva entre los participantes. **Reglamento técnico (Versión 9, 15/03/10) Página 4 Moto Engineering Foundation. Competición MotoStudent 2010**

2. LA MOTOCICLETA: Orientación general y definición del carácter de la misma

El objeto de la competición es 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. La especialidad son las carreras de velocidad. **Reglamento técnico (Versión 9, 15/03/10) Página 5 Moto Engineering Foundation. Competición MotoStudent 2010**

3. REQUERIMIENTOS GENERALES DE DISEÑO

3.1. Dimensiones

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

- ✓ La anchura mínima entre los extremos de los semimanillares (o manillar en su caso) ha de ser de 450 mm. (Figura 1)
- ✓ El ángulo mínimo de inclinación lateral de la motocicleta sin que ningún elemento de la misma (exceptuando los neumáticos) toque el pavimento debe ser 50°. Dicha medición se realiza con la motocicleta descargada (sin piloto) pero con todo el equipamiento y líquidos para su funcionamiento. (Figura 1)
- ✓ La distancia libre al pavimento con la motocicleta en posición vertical ha de ser de un mínimo de 100 mm Dicha medición se realiza con la motocicleta (sin piloto) pero con todo el equipamiento y líquidos para su funcionamiento.
- ✓ Dispuesta la motocicleta en posición vertical con situación de máxima compresión de suspensiones no puede haber contacto de ningún componente de la moto con el pavimento.
- ✓ Límite posterior: Ningún elemento de la motocicleta podrá rebasar la línea tangente vertical trazada a la circunferencia exterior del neumático trasero. (Figura 2)
- ✓ 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)

3.2. Pesos

El peso mínimo del conjunto de la motocicleta en orden de marcha incluido depósito, gasolina y líquidos en ningún momento de las pruebas deberá ser inferior a 90 kg. El peso se podrá verificar tanto al inicio, durante y final de la competición.

Está permitido lastrar el vehículo para alcanzar el peso mínimo. **Reglamento técnico (Versión 9, 15/03/10) Página 6 Moto**
Engineering Foundation. **Competición MotoStudent 2010**

4. CICLÍSTICA

4.1. Bastidor

El diseño, el proceso y el material utilizado para la fabricación del bastidor es libre excepto en las siguientes consideraciones:

- ✓ No está permitido fabricar el chasis en titanio ni aleaciones de titanio.
- ✓ El bastidor definitivo a presentar en la competición deberá haber superado el proceso de homologación por parte de la organización. (Ver criterios de verificación)
- ✓ No se permite el uso de un chasis comercial ni tan siquiera una unidad modificada. Deberá tratarse de un chasis prototipo de fabricación propia.

4.2. Suspensiones

4.2.1. Suspensión delantera

El diseño de la composición del sistema de suspensión delantera es libre.

En el caso de uso de horquilla en la composición de la suspensión delantera se deberá utilizar la proporcionada por la organización solo autorizándose el cambio de las tijas.

La horquilla proporcionada por la organización no puede ser modificada estructuralmente. Solo está permitido el cambio de características de la horquilla con el cambio de la viscosidad del aceite hidráulico y muelles.

Está prohibido el uso de titanio, aleaciones ligeras y compuestos de fibra en los ejes de rotación de los componentes del sistema de suspensión delantera.

4.2.2. Suspensión trasera

El diseño de la composición del sistema de suspensión trasera es libre.

En el caso de uso de amortiguador en la composición de la suspensión trasera se deberá utilizar el proporcionado por la organización.

El amortiguador proporcionado por la organización no puede ser modificado estructuralmente. Solo se permite el cambio del muelle.

Está prohibido el uso de titanio, aleaciones ligeras y compuestos de fibra en los ejes de rotación de los componentes del sistema de suspensión trasera.

4.3. Dirección

4.3.1. Diseño

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 y accionamientos. El objetivo es evitar daños en las manos y dedos del piloto en caso de caída. (Figura 3) **Reglamento técnico (Versión 9, 15/03/10) Página 7 Moto Engineering Foundation. Competición MotoStudent 2010**

El ángulo mínimo de giro de la dirección deberá ser de 15° medidos a cada lado del eje longitudinal de la motocicleta. (Figura 3)
El ángulo de giro de la dirección deberá estar limitado con un tope a cada lado.

4.3.2. Amortiguador de dirección

Está permitido el uso de amortiguador de dirección.

4.4. Sistema de frenos

La motocicleta deberá disponer tanto de freno delantero como freno trasero.

4.4.1. Freno delantero

Deberá utilizarse el conjunto de freno delantero (bomba, latiguillos y pinza) proporcionado por la organización.

Se permite la elección del tipo de pastillas de freno y disco.

Se permite la sustitución de los latiguillos de freno por otros de diferente longitud.

La situación del accionamiento de la bomba de freno y la modificación de la leva de accionamiento es libre con la restricción de que, si su ubicación fuese el manillar, su longitud no podrá ser superior a 200 mm y su extremo deberá ser una esfera de un diámetro mínimo de 18 mm.

4.4.2. Freno trasero

Deberá utilizarse el conjunto de freno trasero (bomba, latiguillos y pinza) proporcionado por la organización.

Se permite la elección del tipo de pastillas de freno y disco.

Se permite la sustitución de los latiguillos de freno por otros de diferente longitud.

La situación del accionamiento de la bomba de freno y la modificación de la leva de accionamiento es libre con la restricción de que, si su ubicación fuese el manillar, su longitud no podrá ser superior a 200 mm y su extremo deberá ser una esfera de un diámetro mínimo de 18 mm.

4.5. 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.

4.6. Manillar

La anchura del manillar medida entre los extremos de los puños no podrá ser inferior a 450 mm. (Figura 1)

Las puntas del manillar deberán ir protegidas con un tope de nilón redondeado de un radio mínimo de 8 mm. **Reglamento técnico**

(Versión 9, 15/03/10) **Página 8** Moto Engineering Foundation. **Competición MotoStudent 2010**

No está permitido el uso de manillares o semimanillares contruados en materiales y/o ALEACIONES de comportamiento FRAGIL.

Los soportes del manillar o semimanillares deberán estar diseñados con el fin de minimizar el riesgo de fractura en caso de caída. Se deberán utilizar radios mínimos de 2 mm en el anclaje para facilitar deformaciones sin fractura.

4.7. Basculante

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.

4.8. Llantas y neumáticos

La organización suministrará las llantas y neumáticos y se prohíbe su modificación, salvo en anclajes de disco salvaguardando en todo caso la rigidez de las mismas.

Está prohibido el uso de titanio, aleaciones ligeras y compuestos de fibra en la fabricación de los ejes de ruedas.

Está permitido el uso de protectores de nilón en los extremos del eje para posibles caídas. Estos protectores deberán ser redondeados con un diámetro igual o superior al del eje utilizado.

Los ejes de rueda no podrán sobresalir de su alojamiento en sus extremos más de 30 mm. No se considerarán en esta medida posibles protectores de nilón.

4.9. Protecciones para caídas

Se aconseja el uso de topes de nilón para proteger la motocicleta en caso de caída. También se permite el uso de protectores de fibra para chasis y cárter de motor. **Reglamento técnico (Versión 9, 15/03/10) Página 9 Moto Engineering Foundation. Competición MotoStudent 2010**

5. CARENADOS

5.1. Restricciones dimensionales

Todos los bordes y acabados del carenado han de ser redondeados. Radio mínimo 1 mm.

La anchura máxima del carenado será de 600 mm. (Figura 3)

Límite frontal: el carenado en ningún caso podrá sobrepasar la vertical frontal trazada tangencialmente a la circunferencia exterior del neumático delantero.

Límite posterior: el carenado en ningún caso podrá sobrepasar la vertical posterior trazada tangencialmente a la circunferencia exterior del neumático trasero.

Lateralmente: El carenado no podrá cubrir lateralmente al piloto a excepción de los antebrazos (esta excepción solamente en posición de mínima resistencia aerodinámica del piloto). La llanta posterior no podrá cubrirse en más de 180°.

Entre la altura del asiento y la parte más elevada del colín la cota máxima será de 150 mm.

La utilización de guardabarros no es obligatoria.

El guardabarros delantero no podrá cubrir más de 135° de la circunferencia del neumático medido desde la parte posterior del neumático con origen del ángulo en la horizontal que pasa por el eje de rueda. En esos 135° las dimensiones del guardabarros son libres.

Esta permitido el uso de alerones como pieza del carenado. Deberán no superar la anchura del carenado o del colín ni superar la altura de los extremos del manillar. El radio mínimo será de 2 mm. Se permite el uso de dispositivos móviles aerodinámicos.

5.2. Seguridad

Todos los sobraderos de la motocicleta deberán redirigirse a un depósito de un mínimo de 250 cm³ de capacidad para evitar vertido de líquidos. (Sobrado de aceite cárter, depósito de gasolina, refrigerante). **Reglamento técnico (Versión 9, 15/03/10) Página 10 Moto Engineering Foundation. Competición MotoStudent 2010**

6. MOTOR

Deberá utilizarse el motor proporcionado por la organización. El motor se entregará sellado y se prohíbe totalmente su manipulación interna.

6.1. Tipo

Motor monocilíndrico de 125 cm³ tiempos con refrigeración líquida.

6.2. Características

Descritas en las hojas técnicas en la WEB.

6.3. Cilindro

Caja de láminas: no se permite su modificación. En caso de rotura se permite el recambio original.

6.4. Culata

No se permite el mecanizado de la culata para el uso de sensor de detonación.

6.5. Cáster

No se permite la modificación del mismo ni tan siquiera en sus anclajes externos.

6.6. Caja de cambios

Está prohibida la modificación de la caja de cambios en cualquiera de sus componentes. Tan sólo se permite la instalación de sensores para la adquisición de datos.

6.7. Transmisión secundaria

El tipo de transmisión es libre.

6.8. Embrague

La situación del accionamiento de la leva del embrague es libre con la restricción de que su longitud no podrá ser superior a 200 mm y su extremo deberá ser una esfera de un diámetro mínimo de 18 mm. La esfera puede estar rectificada con un plano de una anchura mínima de 14 mm, los bordes del plano han de ser redondeados.**Reglamento técnico (Versión 9, 15/03/10) Página 11 Moto Engineering Foundation. Competición MotoStudent 2010**

6.9. Acelerador

El acelerador ha de ser de retorno automático de manera que se asegure su cierre en caso de que el piloto suelte el mismo. **Reglamento técnico (Versión 9, 15/03/10) Página 12 Moto Engineering Foundation. Competición MotoStudent 2010**

7. SISTEMA DE ALIMENTACIÓN DE COMBUSTIBLE

7.1. Carburador / Inyección

El carburador es de libre elección. Se prohíbe el uso de carburadores cerámicos.

Está permitido el uso de sistemas de inyección de carburante adicionales al carburador y la programación electrónica de los mismos. (Sistemas "powerjet")

7.2. Depósito de combustible

El respiradero del depósito de combustible deberá estar provisto de una válvula de retención. El respiradero deberá verter en el depósito de sobrantes de líquidos.

El depósito de carburante de cualquier tipo deberá ir relleno con material retardante de llama o disponer de otro depósito flexible interno de seguridad. En el caso de los depósitos "no metálicos" es obligatorio el uso de este segundo depósito adicional de goma o resina. El fin de esta vejiga de seguridad no es otro que impedir el derrame de carburante en caso de rotura del depósito.

Está prohibido presurizar el depósito de carburante.

El tanque de gasolina deberá ser calificado como "apto" por la organización antes de la realización de las pruebas en cumplimiento de las consideraciones anteriormente expuestas.

7.3. Conductos de combustible

Todos los conductos de combustible del depósito al carburador o sistema de inyección deberán estar provistos de racords estancos de seguridad. De manera que en caso de desprendimiento del depósito de la motocicleta sea el racord el que se desconecte y no otras uniones del conducto. Por tanto, para la apertura del racord la fuerza aplicada deberá ser, máximo, el 50% de la fuerza necesaria para desprender cualquier otra unión o rotura del material componente del conducto.

7.4. Sistema de llenado

El tapón del depósito de combustible deberá ser estanco y estar provisto de un sistema seguro de cierre que impida a posibilidad de desprenderse en caso de caída.

7.5. Tipo de combustible

El combustible será administrado por la organización y corresponderá a gasolina comercial de 98 Octanos.

El aceite para la realización de la mezcla será de libre elección.

Está prohibida la utilización de aditivos al carburante mejoradores del índice de Octano. **Reglamento técnico (Versión 9, 15/03/10)**

Página 13 Moto Engineering Foundation. Competición MotoStudent 2010

8. SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

8.1. Refrigeración interna del motor

No se permite la modificación del sistema de refrigeración interna del motor.

8.2. Radiador

El número, la situación, el tamaño y la composición de los radiadores son libres siempre y cuando cumplan con los requerimientos dimensionales de las cotas generales de la motocicleta.

8.3. Líquidos refrigerantes

Los líquidos refrigerantes utilizados podrán ser agua o refrigerantes comerciales. **Reglamento técnico (Versión 9, 15/03/10) Página 14**
Moto Engineering Foundation. Competición MotoStudent 2010

9. SISTEMA DE ADMISIÓN DE AIRE

9.1. Conductos de admisión

La composición, dimensiones y situación de los conductos de admisión de aire son libres siempre que éstas cumplan los requerimientos dimensionales de las cotas generales de la motocicleta.

9.2. Airbox

La composición, dimensiones y situación de las cajas de aire son libres siempre que éstas cumplan los requerimientos dimensionales de las cotas generales de la motocicleta.

9.3. Sistemas de sobrepresión

Está prohibido el uso de sistemas “turbo” para el aumento de presión de gases en la admisión. Únicamente se permite el aprovechamiento aerodinámico del movimiento del vehículo mediante el uso de tomas de aire y sistemas de airbox. **Reglamento técnico (Versión 9, 15/03/10) Página 15 Moto Engineering Foundation. Competición MotoStudent 2010**

10. SISTEMA DE ESCAPE

El sistema de escape será de libre elección siempre que cumpla los requerimientos dimensionales generales de la motocicleta y la normativa sonora. **Reglamento técnico (Versión 9, 15/03/10) Página 16 Moto Engineering Foundation. Competición MotoStudent 2010**

11. INSTALACIÓN ELÉCTRICA

La composición de la instalación eléctrica deberá ser elaborada por cada equipo competidor. Esta prohibido el uso de una instalación comercial.

11.1. Cableado

El tipo de cable a utilizar, el diseño y la ejecución del mazo de cables son libres.

11.2. Conectores

El tipo de conectores es libre. Se deberá tener en cuenta la posibilidad del correcto funcionamiento eléctrico de la motocicleta en condiciones de lluvia.

11.3. Componentes

Se permite el uso de componentes comerciales. (bobinas, baterías, reguladores, conectores).

Todas las motocicletas deberán ir provistas de un botón de paro de seguridad en el lado izquierdo del manillar. Deberá estar indicado en color rojo para su fácil localización en caso de emergencia. Dicho botón de paro deberá cortar el suministro eléctrico a cualquier componente de la motocicleta. **Reglamento técnico (Versión 9, 15/03/10) Página 17 Moto Engineering Foundation. Competición MotoStudent 2010**

12. SISTEMAS ELECTRÓNICOS

12.1. Centralita

La centralita para la gestión electrónica será proporcionada por la organización (coste aparte) a los equi-pos que la requieran. Se permite la utilización libre de otras centralitas.

12.2. Tablier

El sistema de información utilizado en el tablier es libre.

12.3. Otros sistemas electrónicos

Está permitido el uso libre de otros sistemas electrónicos como cambio semiautomático, limitadores de vueltas, sistemas de información, limitadores de velocidad, control de servos...**Reglamento técnico (Versión 9, 15/03/10) Página 18 Moto Engineering Foundation. Competición MotoStudent 2010**

13. SISTEMAS DE ADQUISICIÓN DE DATOS

Esta permitido el uso de sistemas de adquisición de datos relativos a parámetros de motor, dinámica de la motocicleta y comportamiento del piloto.

Se podrán utilizar sistemas comerciales o la adaptación de sistemas de otro tipo de vehículos.

Así mismo, se permite la utilización libre de todo tipo de sensores tanto de fabricación propia como reutilización de adaptaciones.

El software utilizado podrá ser comercial o de diseño propio. **Reglamento técnico (Versión 9, 15/03/10) Página 19 Moto**
Engineering Foundation. Competición MotoStudent 2010

14. OTROS COMPONENTES COMERCIALES

Se permite el uso de elementos de adquisición comercial excepto los prohibidos explícitamente en este reglamento. **Reglamento técnico (Versión 9, 15/03/10) Página 20 Moto Engineering Foundation. Competición MotoStudent 2010**

15. PROCEDIMIENTO DE VERIFICACIONES TÉCNICAS

Para el control y verificación de vehículos se creará una ficha para cada prototipo. Este documento será relleno 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.

15.1. Homologación del chasis

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

La prueba se realizará en un potro de ensayo. Se aplicarán dos tipos de carga no simultaneas. Una carga horizontal progresiva de 250 daN longitudinalmente a la motocicleta en los ejes de rueda delantera y otra vertical de 200 daN . No se admitirán deformaciones permanentes en la estructura del chasis.

Introducir sistema y dibujo de anclaje a las bridas de la tija para aplicar carga sistema de medición.

15.2. Verificación de cotas generales

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

15.3. 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.

15.4. Verificación de ruidos

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

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 113 dB/A.

La verificación se realizará a un rango fijo de revoluciones del motor 5000 rpm.

15.5. 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 **Reglamento técnico (Versión 9, 15/03/10) Página 21**

Moto Engineering Foundation. Competición MotoStudent 2010

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. **Reglamento técnico (Versión 9, 15/03/10) Página 22** Moto Engineering Foundation. **Competición MotoStudent 2010**

16. IDENTIFICACIÓN DE LA MOTOCICLETA

16.1. Números y fondos

Las medidas mínimas de los números serán de 140 mm de alto por 30 mm de ancho.

Las medidas mínimas de los fondos serán de 275 mm de ancho por 200 mm de alto.

El color de los números deberá ser negro y el fondo blanco.

Al menos 25 mm entorno a los números deberán estar libres de otros grafismos.

16.2. Identificación frontal

La motocicleta deberá ser identificada con un dorsal frontal que permita una visualización clara del vehículo durante la competición.

16.3. Dorsales laterales

Del mismo modo se deberá identificar la motocicleta lateralmente con el dorsal asignado.

16.4. Número de identificación de bastidor de la motocicleta

Cada prototipo deberá disponer de número de chasis grabado en el mismo para la identificación del mismo en cualquier situación.

16.5. Nombre de la universidad

En todos los prototipos deberá aparecer el nombre de la universidad o las iniciales en caracteres de un tamaño no inferior a 50 mm de alto por 30 mm de ancho.

16.6. 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.

16.7. Espacio para soporte y alojamiento del transponder

Se deberá habilitar un espacio para la fijación del transponder y su soporte. Este espacio deberá ser de un mínimo de 120 mm de alto por 120 mm de ancho, 60 mm de fondo.

El espacio deberá estar localizado en la parte derecha del vehículo y en una posición protegida de posibles caídas.

No deberá existir obstáculo de interferencia en la línea entre el transponder y el receptor en el lugar de medición. La organización suministrará las características dimensionales del transponder así como el tipo de soporte. **Reglamento técnico (Versión 9, 15/03/10)**

Página 23 Moto Engineering Foundation. Competición MotoStudent 2010

17. FIGURAS

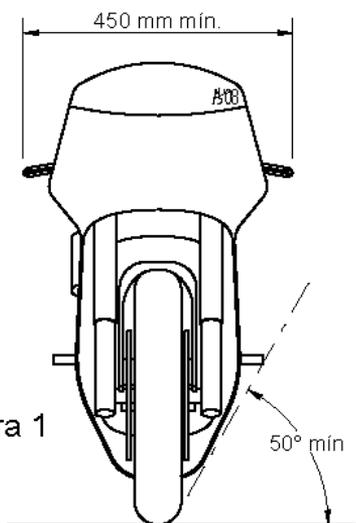


Figura 1

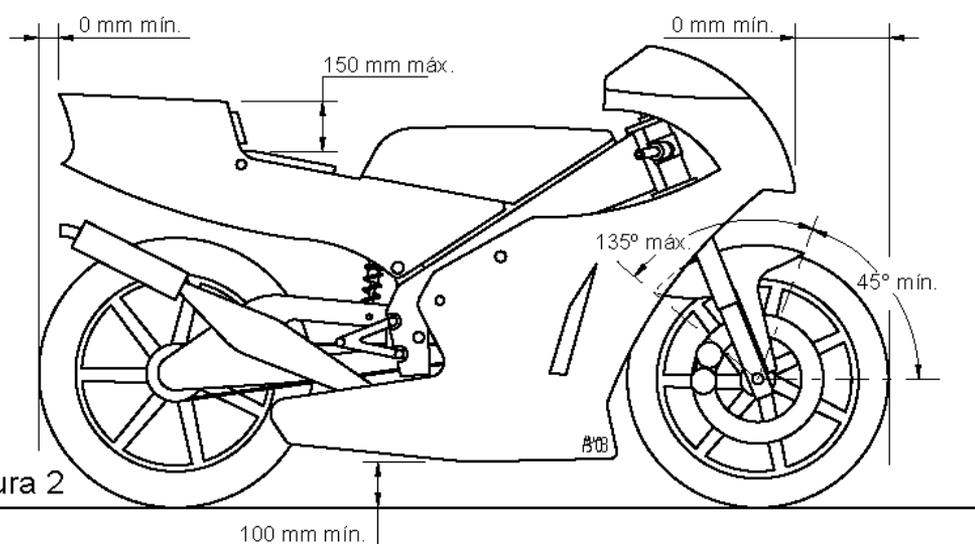


Figura 2

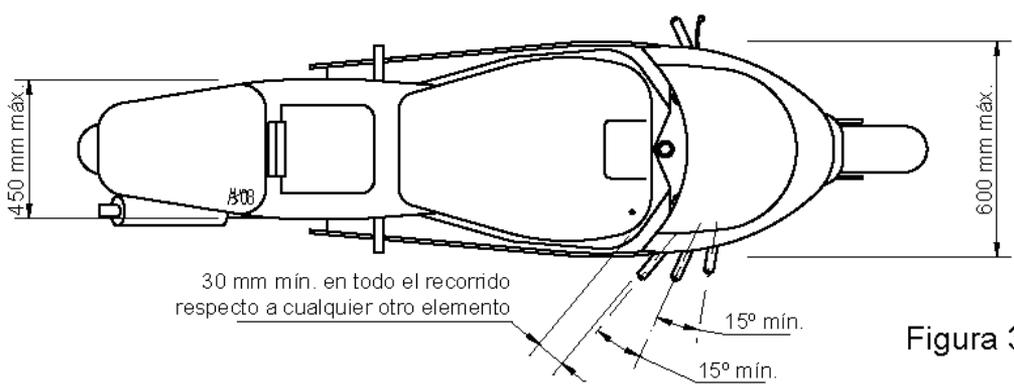


Figura 3

Contents

| | |
|-------------------------------------|-----------|
| Introduction | 1 |
| Principal selection screen | 2 |
| Button features | 2 |
| Miscellaneous data | 4 |
| Rear suspension | 5 |
| Quick start | 5 |
| Swing-arm data | 11 |
| Shock and spring data | 13 |
| Miscellaneous | 14 |
| Rocker and link | 15 |
| Goal seeking | 17 |
| Results screens | 24 |
| Tabular view | 24 |
| Wheel loads | 25 |
| Shock compression | 27 |
| Motion ratio | 27 |
| Wheel rate | 28 |
| Swing-arm pivot forces | 29 |
| Rocker pivot forces | 30 |
| Swing-arm angle | 31 |
| Stored energy | 32 |
| Front forks | 33 |
| Anti-squat | 35 |
| Attitude calculation | 37 |
| Spring calculator | 38 |
| Centre of Gravity height | 40 |
| Rake and trail calculator | 41 |
| Moment of inertia calculator | 43 |
| Whole bike trim | 45 |
| Current data | 47 |
| Master data | 49 |
| Plotting | |
| Saving and loading data | |
| Parametric | 49 |
| Calculated results | 51 |

Measuring the motorcycle 52

57

Special notes

Extension shocks 57

Multi-language features 57

Introduction

During the past 3 decades there has been a proliferation of different rear suspension designs. Prior to this, with a few notable exceptions like the Vincent, most motorcycles used the traditional double shock system, with the shocks mounted approximately vertical towards the wheel end of the swing-arm. This gave almost linear effective wheel rates and the available wheel movement was limited to about 10 or 20% more than the shock stroke. Double springs or progressively wound springs were sometimes employed to give a progressive rate at the wheel.

The modern era was initiated when the Yamaha “cantilever” revived the Vincent system, and employed just one suspension unit – “monoshock”, although the original Vincent system used two shocks along side each other. Initially the Yamaha version was designed for moto-cross to extend wheel movement, and this led to a wide variety of alternative rear suspension systems by several manufacturers. These quickly spread into most other forms of motorcycling, including racing and road use. Many of these “new” designs also incorporated movement geometries that gave varying degrees of progression.

Whilst these progressive systems offer a much wider range of set-up options, they have also been the source of much confusion. Most people find it more difficult to understand the precise behaviour of the suspension action. It is usually necessary to go through awkward step by step physical measurement and tedious geometric plotting, to get an idea of the characteristics.

Along with improvements in rear suspension, as well as engine and tyre technology there has been an increased need to setup the overall configuration of sports and competition motorcycles to levels of refinement not seen in the past. Unfortunately the methods and tools to do this have not been generally accessible outside of the confines of the design departments of the motorcycle manufacturers.

This software is designed to make that job easy. It is only necessary to enter some dimensional data to automatically get detailed information about any suspension design, and setup configuration. It becomes a rapid exercise to investigate many different permutations of any design.

Indispensable for anyone involved in :

Designing or modifying a motorcycle.
Setting up sport or racing motorcycles.
Achieving improved comfort and handling.

Students.

Anyone wanting to better understand the workings of suspension systems and motorcycle setup.

Virtually all designs of current rear suspension systems can be analyzed by inputting appropriate data. The BMW

paralever and similar designs are not presently supported.

However, designs are continually evolving and if you find it impossible to specify any particular layout with the

existing programme then please send an email info@tonyfoale.com describing the design. We will try and

update the software to accommodate all systems that we regard of interest.

This software is currently limited to analyzing telescopic forks at the front. This does not prevent

the overall analysis of alternative front ends. For anyone interested in analyzing alternative front ends we have some stand alone software which may be of

interest. This will calculate numerous parameters (such as anti-dive, rake and trail variation etc, etc.) of all known analysis of a machine fitted with an alternative front end. The rear suspension, anti-squat and

attitude calculations will still apply. It does not handle any with sliding elements. For example it will

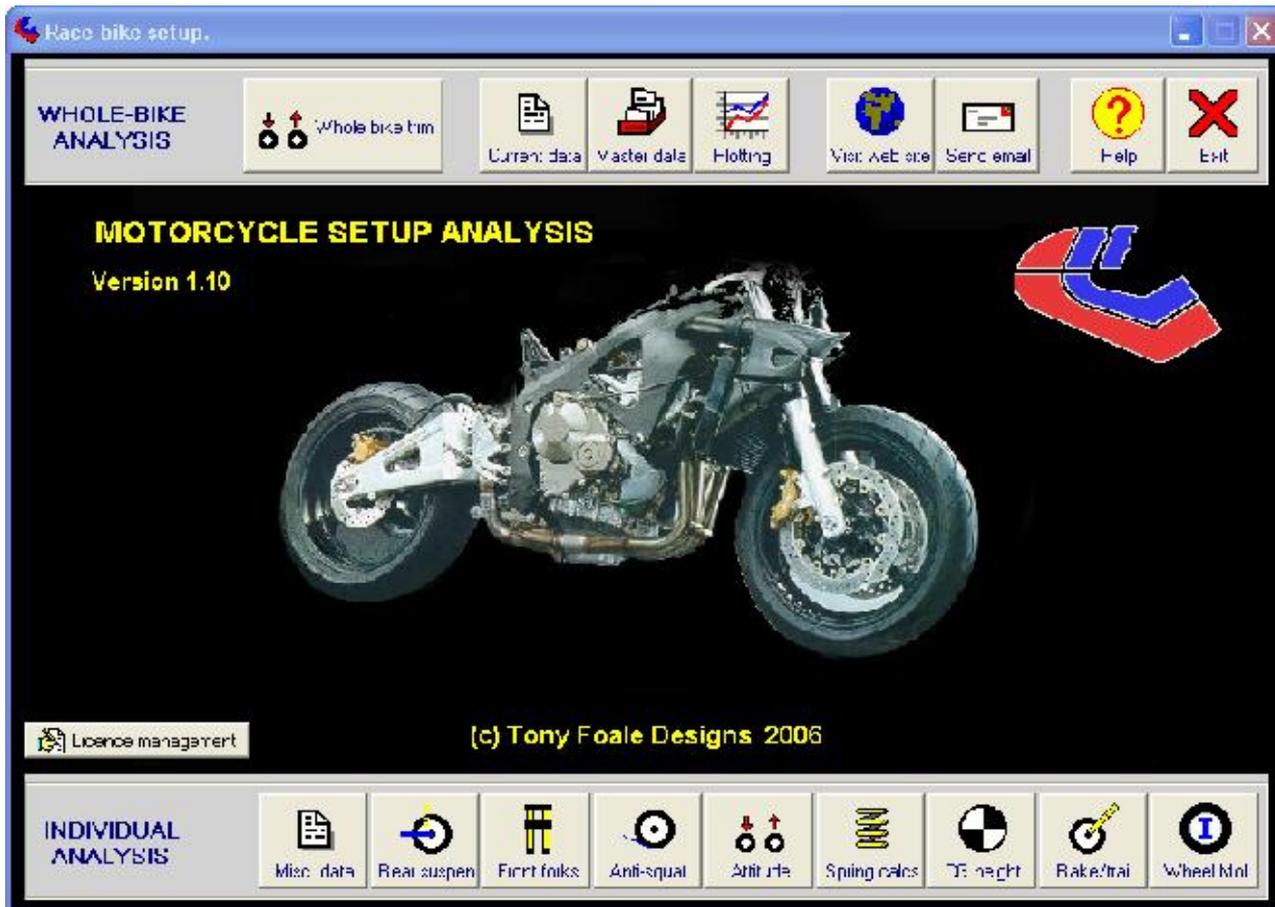
analyze the new BMW duolever but not the older telelever which has sliding members. Email

info@tonyfoale.com for further information.

calculations will still apply.

Principal selection screen

From the opening screen select the required action according to the function of each button. The lower row of buttons access various aspects of motorcycle setup in a separated manner. For example you can look at different front fork setups without reference to the rear suspension etc. On the other hand the upper row gives views of the whole bike data and characteristics.



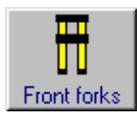
Button functions



Accesses data that is common to all modules throughout the programme. This is the first data that needs to be entered or confirmed for each analysis project.



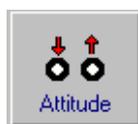
Selection screen for the type of rear suspension. There are three main classes of suspension configuration available, which cover almost all current designs. The BMW paralever and similar systems are not covered.



Analyses the front fork characteristics. Top-out springs can be specified when appropriate, as well as oil levels and gas pressures to show the effect on suspension action of the internal volume change with movement.



Allows for a very rapid assessment of the squat/anti-squat characteristics, and the effects of changing sprocket sizes and swing-arm angle etc.



Attitude

The effects of changing rear ride height and/or fork slider positions are calculated. After a change, the new weight distribution, rake, trail, CG position, swing-arm angle and wheelbase are shown. This is a very rapid way to see the global effects of attitude changes regardless of how those changes were made.



Spring calcs

Calculates the spring rate from dimensional data of a spring. This is useful to get an estimate of the spring rate for those with no facilities to measure the rate directly. Suitable for linearly wound springs, it will in most cases provide reasonable accuracy for the starting rate only, of progressive springs. A built in help window gives instructions for use.



CG height

Shows one way to measure CG height and does the necessary calculations.



Rake/trail

Evaluates the missing parameter in a set of four relating to steering geometry. Rake angle, wheel size, offset and trail are the 4 parameters. Enter any three of them and the fourth will be calculated.



Wheel Mol

Calculator for the moments of inertia of wheels and tyres. There are three different methods included.



Who

Complete attitude analysis of the whole bike. Calculates steady state attitude or trim parameters under static, braking and accelerating conditions. Shows load transfer and warns of wheelie or stoppie limits.



Current data

Lists all the input physical parameters used in the current project. Some of which can be changed from this screen whilst using the "Whole bike" analysis feature.



Master data

Centre for management of saved project data. Up to ten cases can be saved in the same project file.



Plotting

A plotting module which graphs up to ten examples of a selected parameter. This is very useful for comparing the results of different set-ups.



Visit web site



Send email

Updates to this and other software will be announced on our web site, so visit from time to time. We welcome feedback and suggestions about this programme and they can be sent by email.

Full details of each feature



Misc. data

Miscellaneous data

| Miscellaneous data | | |
|--|-----------|-------|
| Front wheel weight | 10 | Kgf. |
| Rear wheel weight | 13 | Kgf. |
| Front wheel Mol | -1 | Kg.m2 |
| Rear wheel Mol | -1 | Kg.m2 |
| Load on front tyre | 125 | Kgf. |
| Load on rear tyre | 125 | Kgf. |
| Y coord of CG | 650 | mm. |
| Front tyre radus | 300 | mm. |
| Rear tyre radus | 300 | mm. |
| Rake angle | 25 | deg. |
| Fork offset | 36 | mm. |
| Wheel base | 1450 | mm. |
| Y R ride height ref. | 030 | mm. |
| <hr/> | | |
| Trail | 100.2 | mm. |
| Wt. balance % - F/R | 50.0/50.0 | |
| <input type="button" value="X Close"/> <input type="button" value="Update project"/> | | |

This is the source of data values used in various parts of the programme, but not specifically tied to the front forks nor rear suspension.

Where appropriate all data is taken from the reference attitude of the motorcycle. That is; both suspensions fully extended with the tyres just touching the ground.

If you do not have the values for the wheel moments of inertia, use the value -1 , then default values based on wheel weight will be inserted in the calculations.

The loads on the tyres are the weights supported by each wheel under loaded conditions, i.e. with the rider on board.

Fork offset is the offset between the steering axis and the wheel axle. It is used to calculate trail.

Click on the "Update project" button when all the data has been entered correctly.



Rear suspension

Quick start

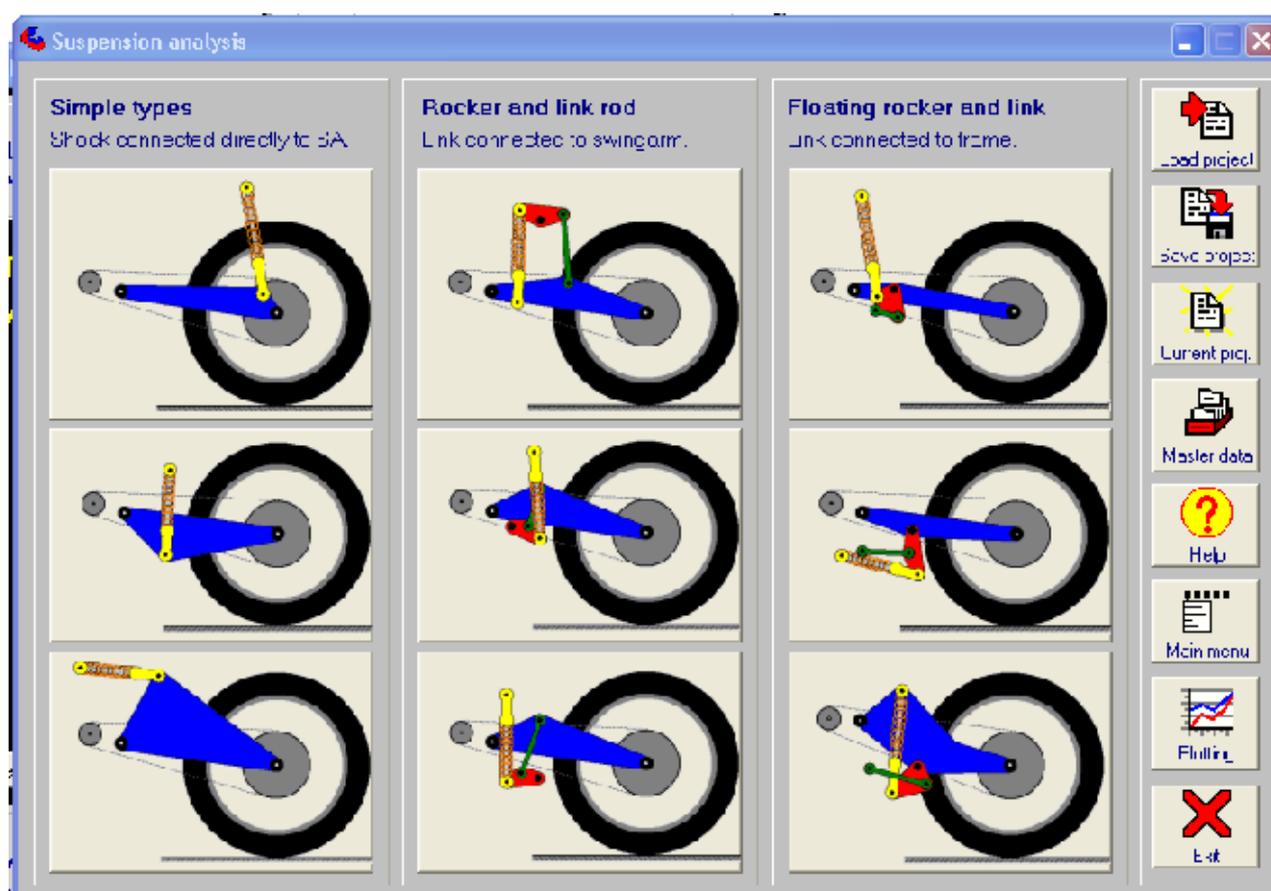
Choose a starting design, similar to that to be analyzed, from the following initial selection screen. If you have already selected or loaded a design and wish to return to that project, click on the "Current proj." button.

There are three basic classes from which any other suspension designs can be input.

Simple types – Suspension unit connected directly.

Rocker and link rod – Link connected to swing-arm.

Floating rocker and link – Link connected to frame.



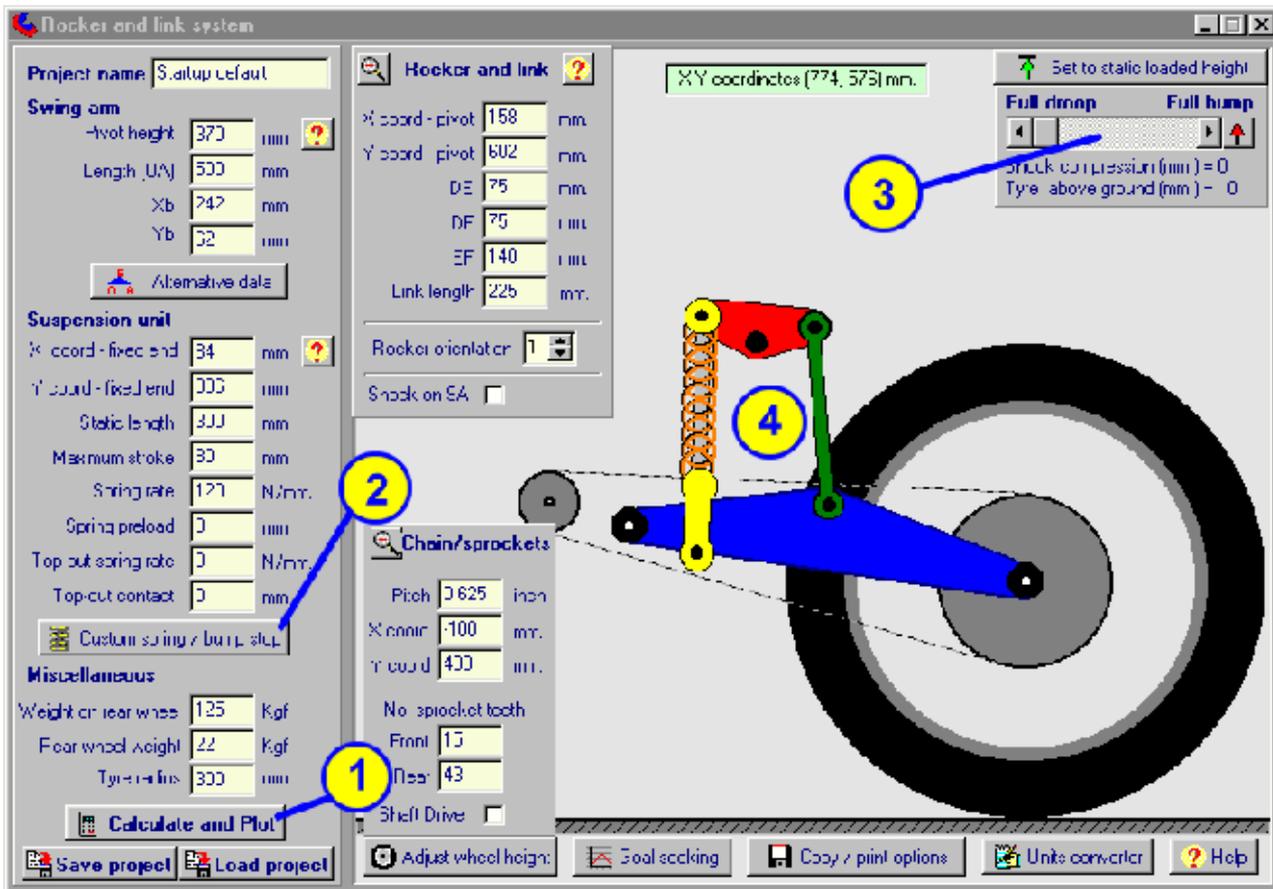
These classes are shown in the three on-screen columns.

It is important to select the correct class to describe any design that you wish to analyze, the programme uses different internal calculation algorithms for each class. However, it is relatively unimportant which example is chosen from within a particular class as the details can be changed through entered data on the following screen.

Data entry

Dimensional data is entered numerically in the appropriate boxes. Mini fly-out context help screens are activated by pressing the  buttons. Use these to get information about particular aspects of data entry. Full descriptions of all features on this screen are shown in the detailed sections of this manual.

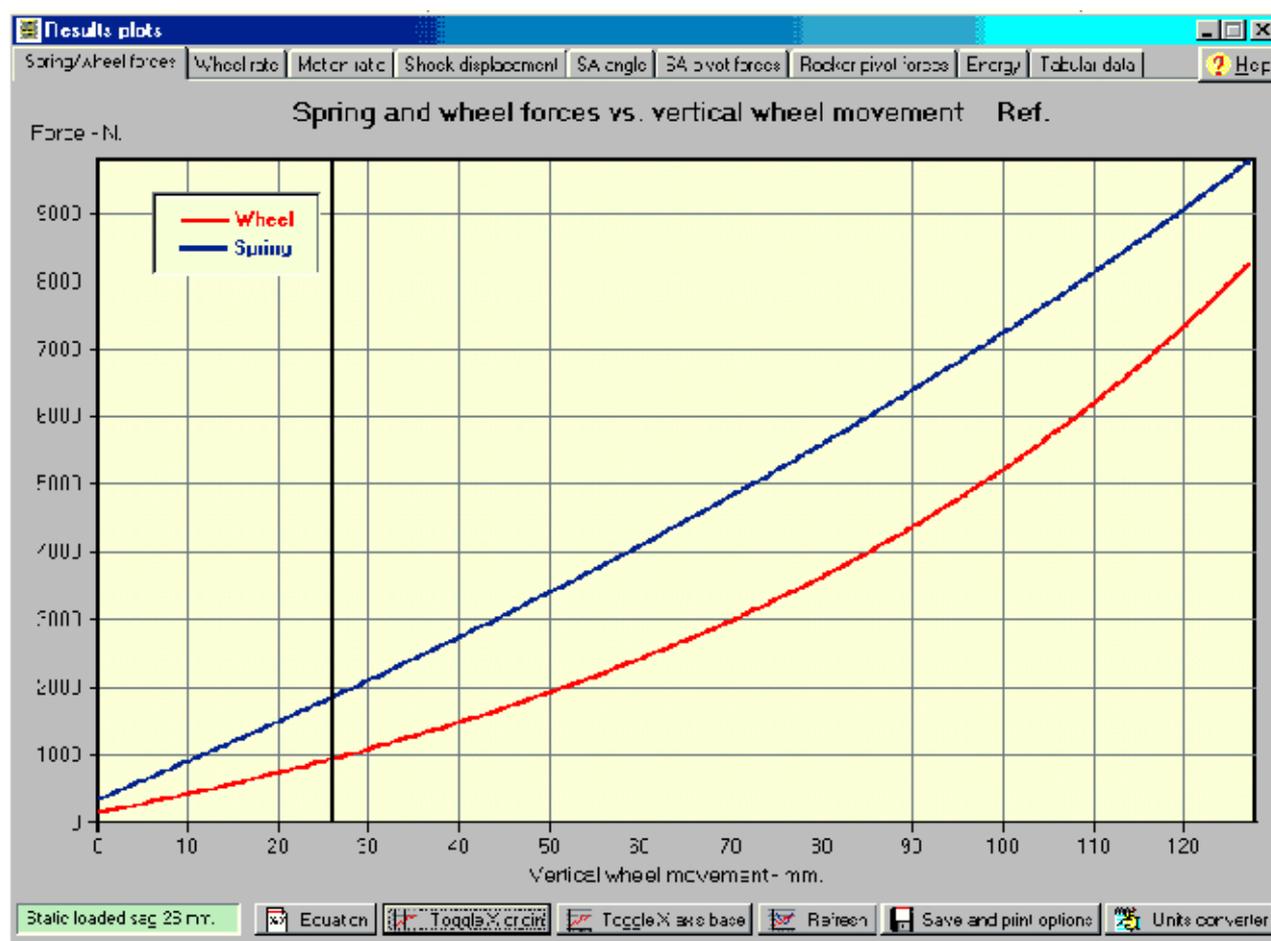
Data entry screen.



Numbered features on this screen are:

- ① **Calculate and plot button.** – Click on this when data entry is complete to calculate and plot the results.
- ② **Custom spring button.** – This opens a window to specify variable rate springs and/or bump rubbers.
- ③ **Animate** – The slider bar allows continuous animation of the suspension system graphic between full rebound and full bump. The  button toggles between full rebound and full bump.
- ④ **Pictorial representation of the suspension design as defined by the entered data.** The illustration may disappear when returning from another screen, the screen saver or suspend mode, in which case clicking on the area of the graphic will cause it to be redisplayed.

Results screens



The results are plotted on eight separate graphs each showing different characteristics of the suspension system being analyzed.

Spring/wheel load – (as illustrated above) the forces at the wheel contact patch and on the shock spring. These plots include the effects of variable rate spring and bump rubbers, if specified.

Actual wheel rate – the effective vertical spring rate as seen at the wheel plotted against wheel movement.

Motion ratio – the leverage ratio between shock and wheel.

Shock compression – this shows the relationship between the shock and wheel movements.

Swing-arm angle – the angle to the horizontal of the swing-arm throughout the range of wheel movement.

Swing-arm pivot forces – the horizontal, vertical and resultant forces at the swing-arm pivot point.

Rocker pivot forces - the horizontal, vertical and resultant forces at the rocker pivot, as well as the link force.

Energy - the energy stored in the compressed spring.

The results are also available in tabular form and can be printed or saved in various formats, allowing additional analysis or graphing possibilities.

There are buttons on each plot page as follows:



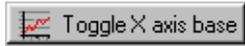
Equation

Shows a polynomial equation of the data. Also plots a graph under the data graph to show degree of fit.



Toggle X origin

Toggles the origin of the X axis between full rebound position and static ride height.



Toggle X axis base

Toggles between wheel movement and shock compression as X axis.



Refresh

Redraws graphs, cleaning any user added lines or marks.



Save and print options

Print, save to file or copy graph to clipboard.



Units converter

Conversion between metric and imperial units.

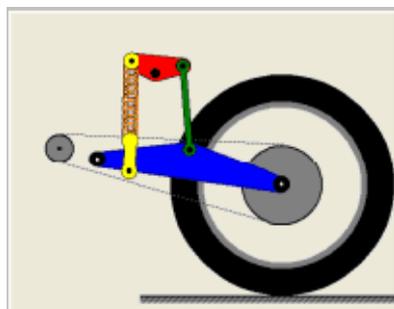
The best way to learn to use the programme is to play around. Enter various data and see what happens. The following section explains each feature in detail and there is a separate publication which explains the theory and practice of suspension systems in general.

Detailed description

The following explains all the features of the software on a window by window basis.



Rear suspension



As shown in the Quick start section above this can be used to select a starting type from a range of pre-defined designs.

The three columns of speed buttons (like that shown to the left) define three basic classes of suspension design.

The three rows just predefine three separate examples within each class. Within a particular class, the specific design is defined by manually entered data. The examples are just starting points.



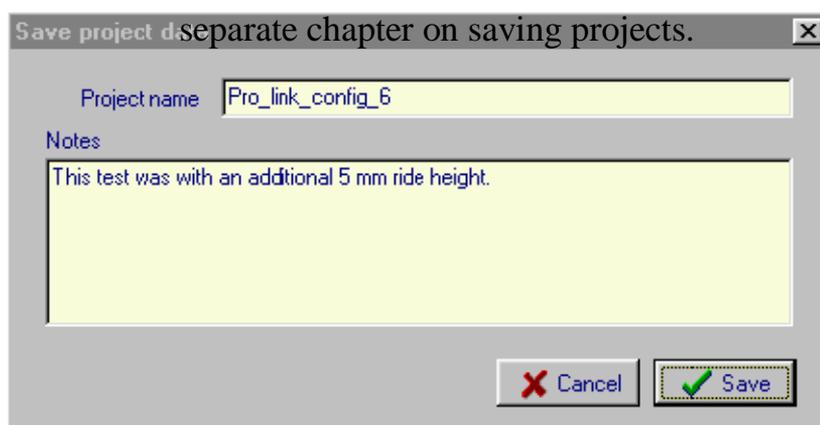
The "Load" button retrieves previously saved designs from the hard disk. When a file is selected the notes are displayed to help choose the correct file. This feature is very helpful when you want to find a file some weeks after it was first saved.

Project data can be saved to a file for later retrieval. It is suggested that the file-name chosen



helps to identify the design being saved, for example – "Yam_R1_3mm_preload". An option to

enter some additional notes to help identify the suspension configuration is also available. See the



The "Save project" screen, with sample examples of project name and notes.

The filename defaults to the project name although that can be changed after clicking the save button.

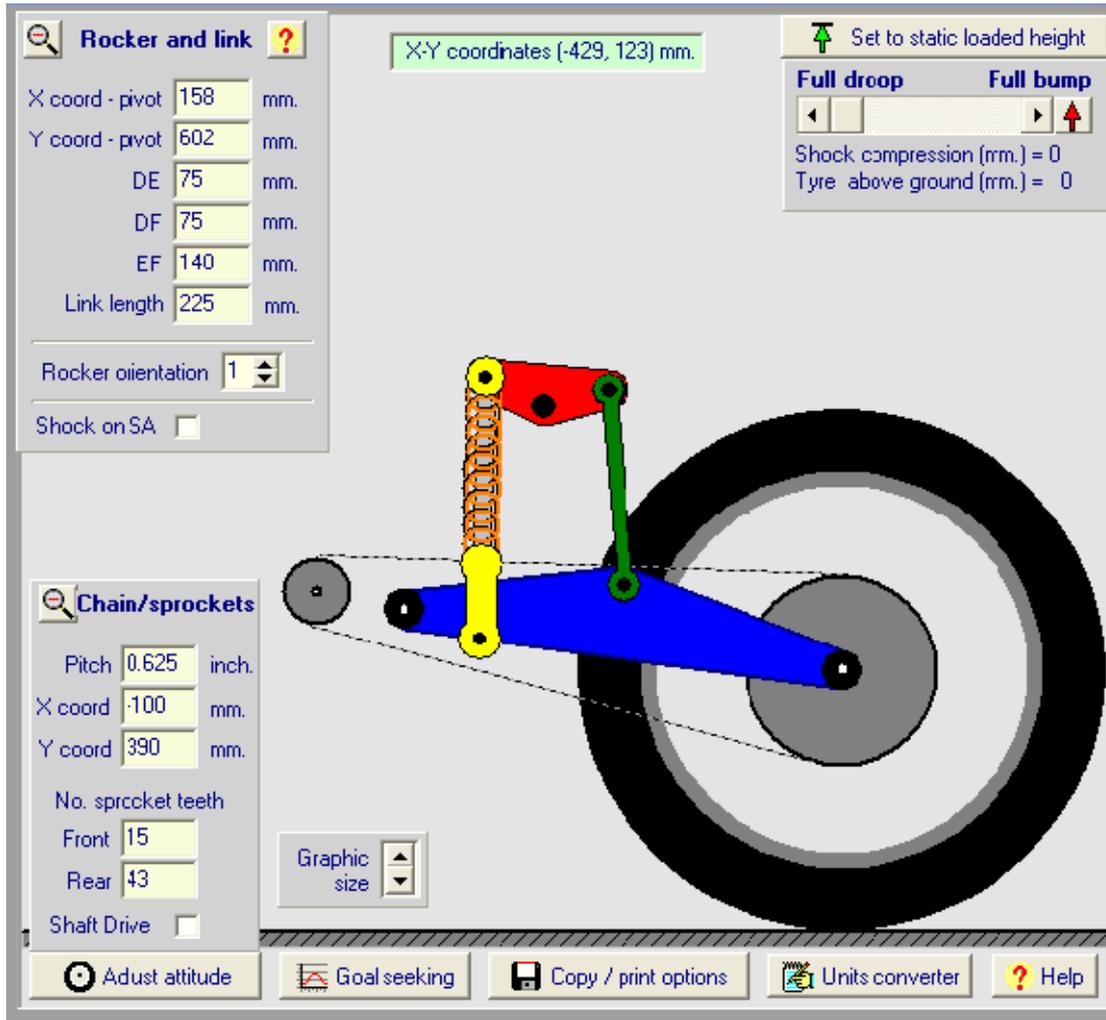


This button opens a window to select this user manual in PDF format or to choose from a range of tutorial videos. It is highly recommended that you watch at least the basic tutorials before using the programme. Each one is only a few minutes long and it will speed the learning process greatly.

Data entry screen

The full window is shown in the Quick Start section above. The following will look in detail at specific features of this screen.

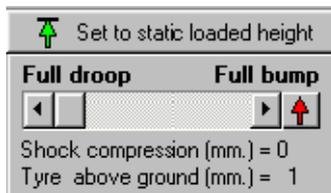
Animation and layout graphic



N.B. At times the image may disappear, a mouse click in this part of the screen will redraw it.

The layout graphic image serves a double purpose.

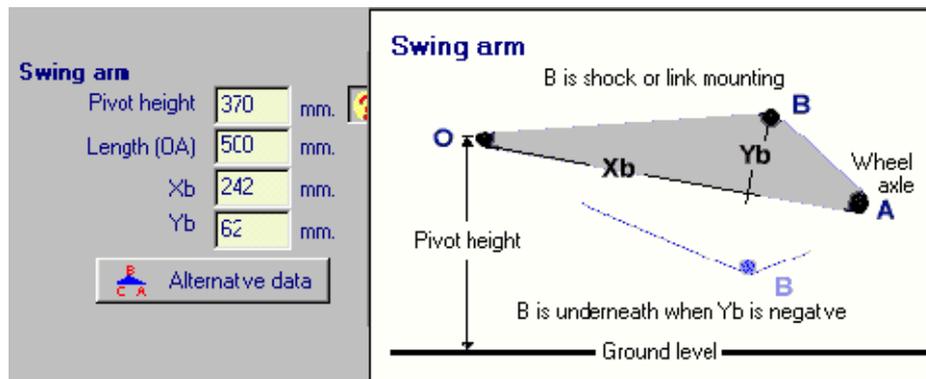
Firstly, it gives a visual check on the accuracy of the dimensional data that has been entered. If a mistake has been made during data specification then it will be quite obvious, as the graphic representation will differ from that expected. When any data item is changed then so too will its representation.



Secondly, the image can be animated over the range of movement defined by the maximum stroke of the shock. The button will toggle between full rebound and full bump positions. The slider control allows a gradual animation over the same range. It is possible to specify a suspension design that becomes dimensionally incompatible over the full range of shock movement and the animation feature is very useful to see the cause of the problem. A typical cause might be that the

length of a rocker is too small for the shock displacement specified.

Swing arm data



“O” – swing-arm pivot location.

“A” – wheel axle location.

“B” – mounting point for shock or link.

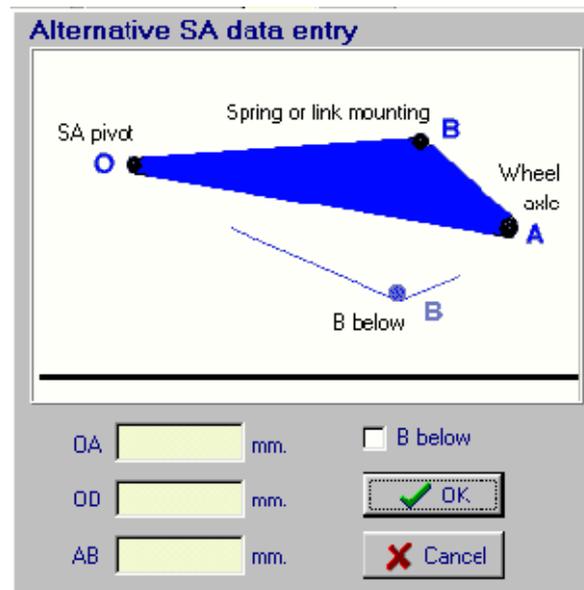
 displays fly-out help screen.

There are two possible methods for entering the dimensions of the swing arm, the normal shown to the left.

The other is available after clicking the “Alternative data” button.

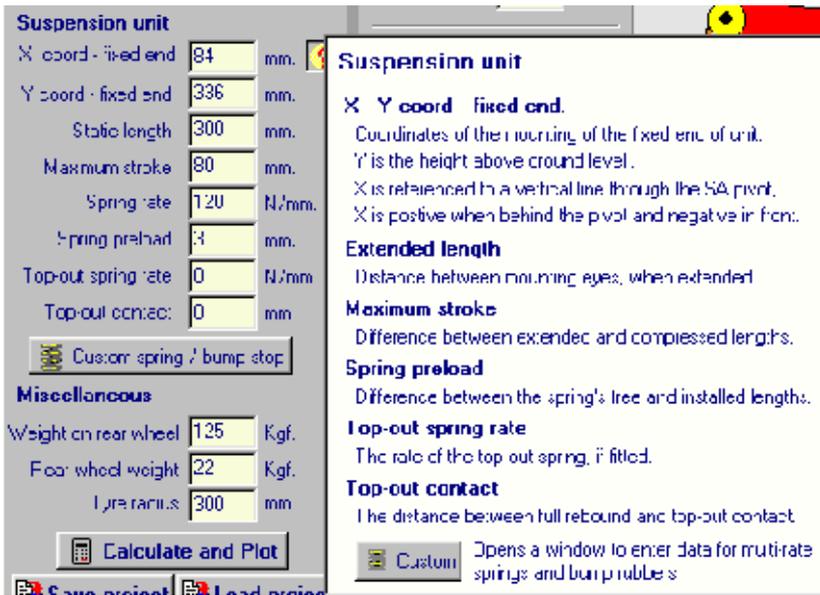
The standard method is much easier if you wish to enter different length swing-arms without changing other dimensions. For example to see the effect on suspension of chain adjustment.

Alternative method



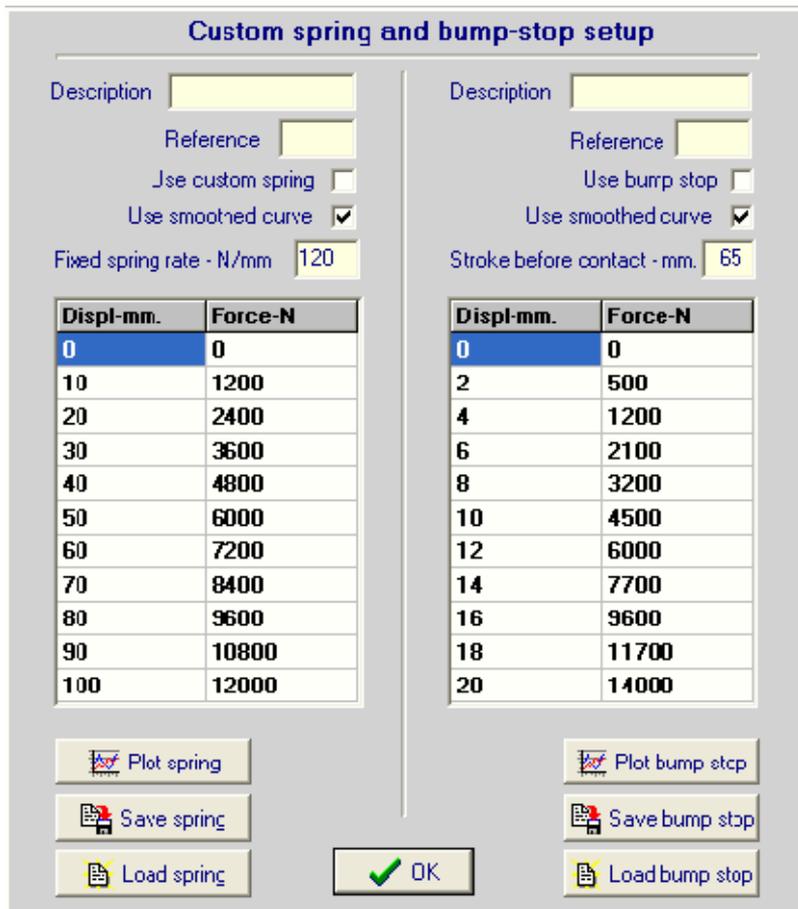
Sometimes it is more convenient to measure a swing-arm as shown above. Access to this screen is by clicking the “Alternative data” button.

Shock data



The fly-out help screen shows the significance of the various shock parameters.

The spring rate and preload values are optional. The relationship between shock compression vs. wheel displacement and the motion ratio will be calculated without these data. If you don't know the spring rate it is suggested that you use a value such as 100 N/mm, and then the results based on forces will be shown in proportion to that value and can easily be extrapolated up or down.



Both variable rate spring and bump-stop data can be entered in force/displacement tables which accept 11 data points (10 points plus 1 for zero). It is not necessary to use equally spaced displacement intervals. The tables are initially filled with example data.

To smooth out measurement errors and fill in between data points, the data is converted to a smoothed 2nd order curve. In cases where a spring has basically 2 or 3 distinct rates, rather than a smooth transition, it is best to un-tick the "Use smooth curve" tickbox, this will then use the spring data as entered. The "Use custom spring" tickbox toggles between using the custom spring or fixed rate data.

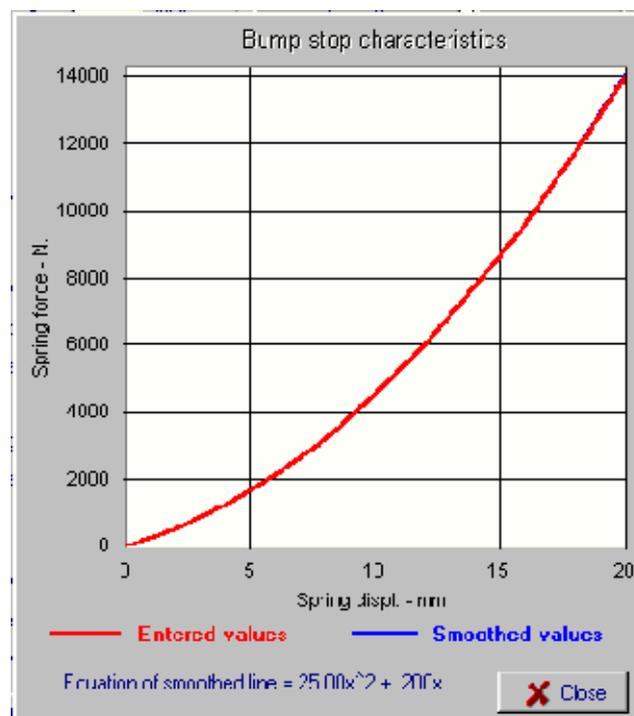
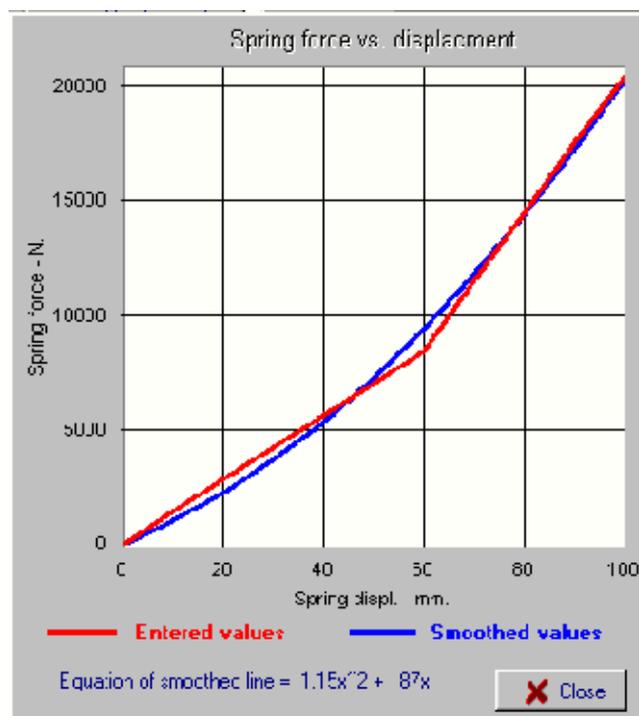
Make sure that the spring properties are entered to cover the maximum possible compression range. The displacement value for the final data point must be at least the maximum shock displacement plus the preload.

In the specification of the bump-stop, the "Stroke before contact" data is the amount of shock stroke before initial contact with the bump-stop.

Custom spring and bump-stop data can be saved separately to hard disk for later use. This makes it very easy to quickly calculate the effects of changing springs and/or bump-rubbers in any design.



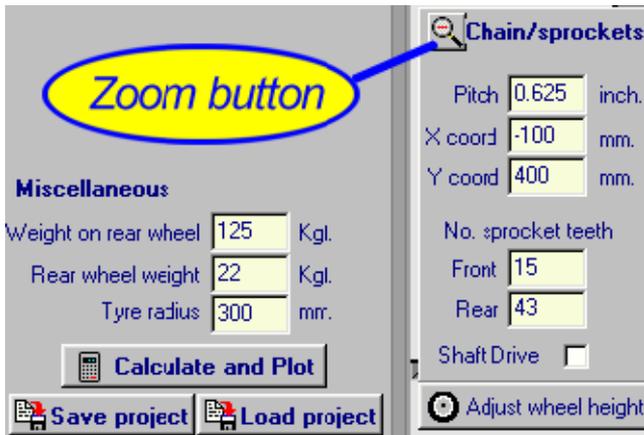
These buttons plot the custom spring/bump-stop characteristics. Both the smoothed and the entered curves are plotted and the equations of the smoothed characteristics are shown.



The sample spring data shown above is for a dual rate spring and the differences between the actual and smoothed curve can be clearly seen. In this example it would be best to un-tick the “Use smooth curve” tickbox, to use the spring data exactly as entered.

On the other hand, the smoothed example data fits the sample bump-stop data perfectly, and the blue curve is hidden behind the red. Bump rubbers are invariably smoothly progressive and are not designed to have 2 or 3 specific rates, but in practice some bump rubbers are difficult to match with a simple mathematical curve. In those cases where the smoothed and entered curves differ significantly it is best to untick the “Use smoothed curve” tickbox.

Miscellaneous



The weight and tyre radius data should initially be entered in the Misc. data panel on the opening screen, but can also be changed here.

The shaft drive information is used in the calculation of the anti-squat characteristics.

Use the zoom button to expand or minimize the

“Chain/sprockets” panel. Sometimes it is useful to minimize this window to avoid interference with the graphic of the suspension system. The panel can also be dragged to another part of the screen.



This button adjusts the pitch attitude by rotating the whole bike about the front axle to bring the rear tyre back to road level. For example, if you change some configuration data such as shock length then the rear wheel will not be at the correct height unless the attitude of the bike is corrected. Clicking this button will adjust data such as swing-arm pivot height and the co-ordinates of shock and rocker mountings.

It is also useful to correct for measurement tolerances in the input data. These tolerances may indicate a small error (up to 5mm. or so) in the rear tyre height. In such cases, “adjusting attitude” will ensure mutually compatible dimensions.

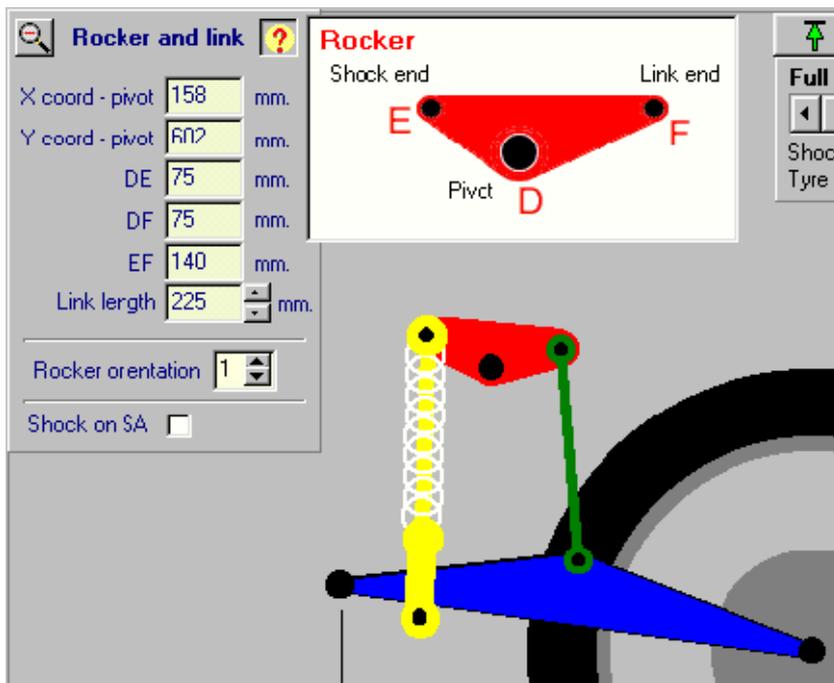


Print, save to file or copy the graphic to the clipboard.



Conversion between metric and imperial units.

Rocker and link

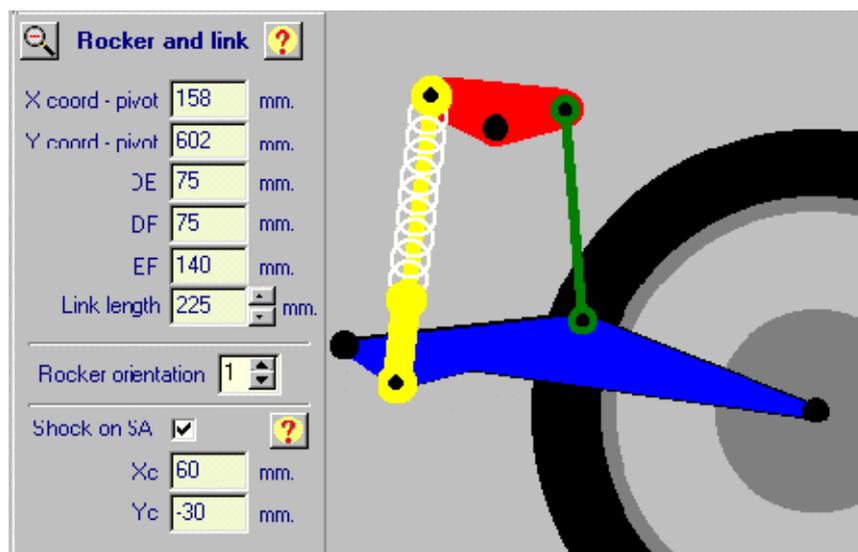


The fly-out help window shows the meaning of the various rocker dimensions.

The software does some error checking to try and ensure that the dimensions are physically compatible. For example EF must be less than or equal to $DE + DF$. E and F may both be on the same side of the pivot D, this is controlled by the length EF.

When the cursor hovers over the data entry window it is possible to drag that window to another part of the screen for those cases where it would otherwise obscure the graphic.

IMPORTANT NOTE: The letters E and F refer to the mounting points for the shock and link respectively, regardless of the orientation of the rocker. These letters **DO NOT** signify left nor right .



This is an example (similar to that shown above) but with the shock mounted on the swing-arm. Often called a “Fully floating” system. The “Shock on SA” tickbox defines whether the shock is mounted on the chassis or fixed to the swing-arm. If this is ticked then additional data entry boxes are displayed to define the shock mounting points on the swing-arm, **Xc and Yc.**

The fly-out help screen (not shown) explains the significance of the additional swing-arm coordinates.



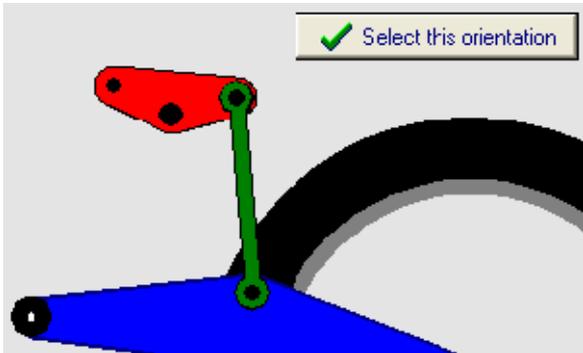
Rocker orientation

There are 4 possible orientations of the rocker. (It can be flipped horizontally and/or vertically.) The user can use the spin control to toggle through to the desired configuration.

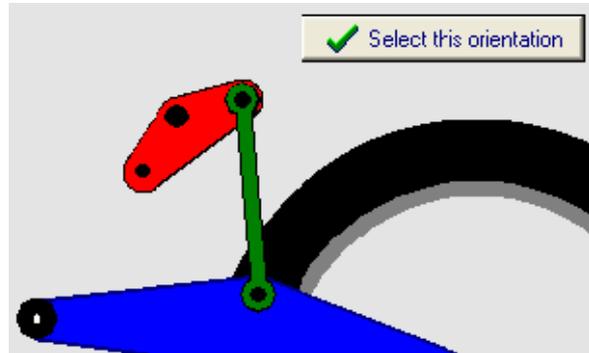
The following illustrations (which appear when the spin control is used) show the four alternative orientations for this particular design. The correct orientation is “1” as can be seen by reference to the graphics on the previous page. Some orientations lead to impossible physical layouts. To avoid the inherent problems of trying to draw impossible layouts, the illustrations only show the wheel, swing-arm, rocker and link. An incorrect orientation is physically equivalent to an assembly error on the bike.

Click the  button to select the correct layout.

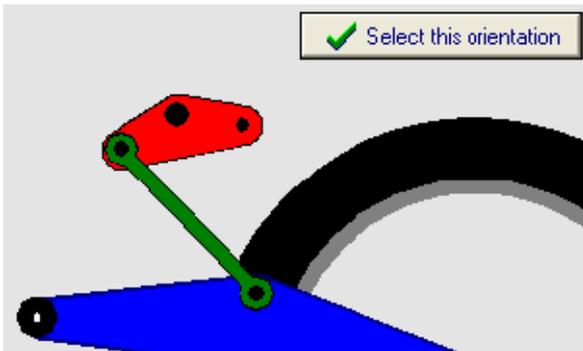
Orientation 1



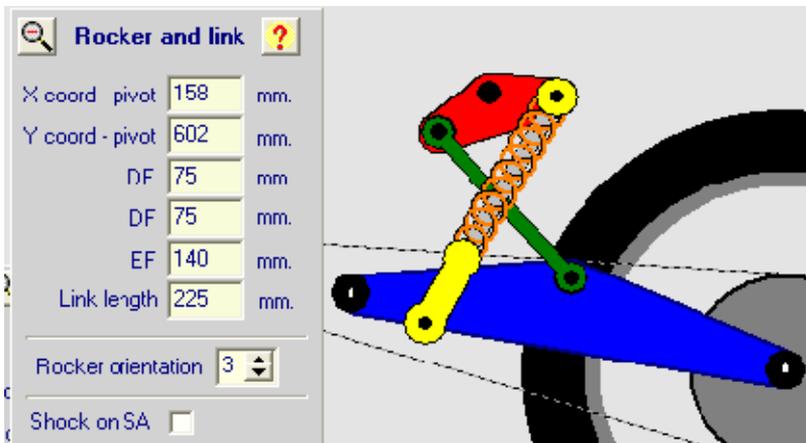
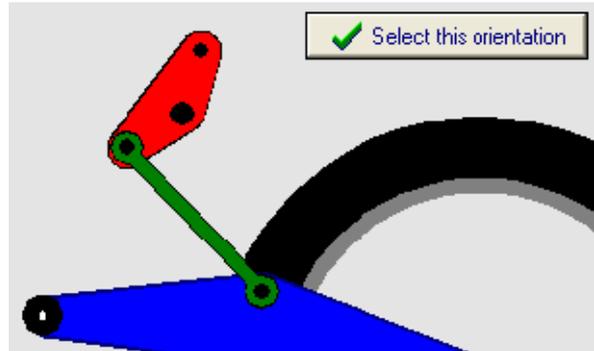
Orientation 2



Orientation 3



Orientation 4



Here we see the effect of choosing an incorrect orientation of the system above. Orientation “3” instead of “1”. In this case the rocker is flipped both horizontally and vertically.

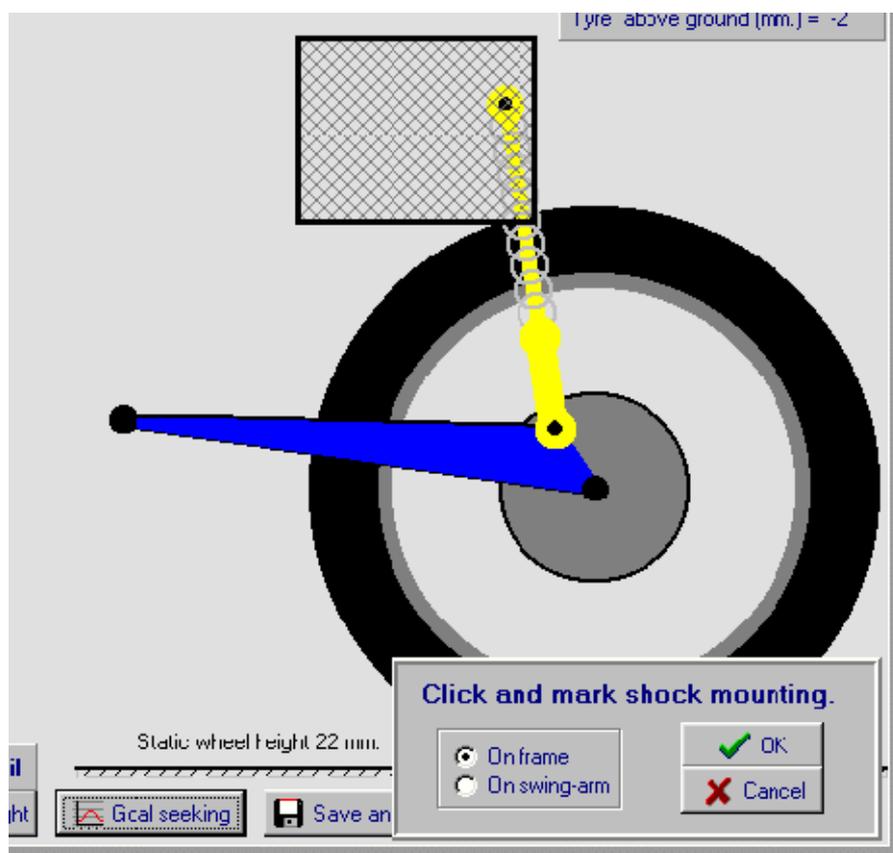
The user is encouraged to play with this control to get familiar with its effect.

With certain physical and kinematic limits, this feature will automatically adjust the selected dimensions to attempt to achieve a specified suspension characteristic. The desired characteristic can either be entered manually or be cloned from another bike. For example if the progressive characteristics of a certain model motorcycle are deemed superior to those of a second bike then this feature will largely automate the process of calculating the modifications needed to apply those characteristics to the second machine.

The dimensions which can be physically adjusted depend on which class of suspension design is under consideration. For example, with the simple shock on swing-arm designs, we can either change the frame shock mounting or the swing-arm to shock mounting or both. Whereas, with a rocker system we have 5 possibilities plus combinations. This software only allows one set of dimensions to be changed at a time. Experiments during the development showed that multi-parameter searches were extremely slow and user control was lost.

Simple shock on swing-arm:

The following graphic shows how to select the dimensional limits of the parameter which we wish to alter to achieve a set characteristic. In this case the chosen variable is the frame to shock mounting coordinates. The selected limits might be determined by packaging constraints, for example.

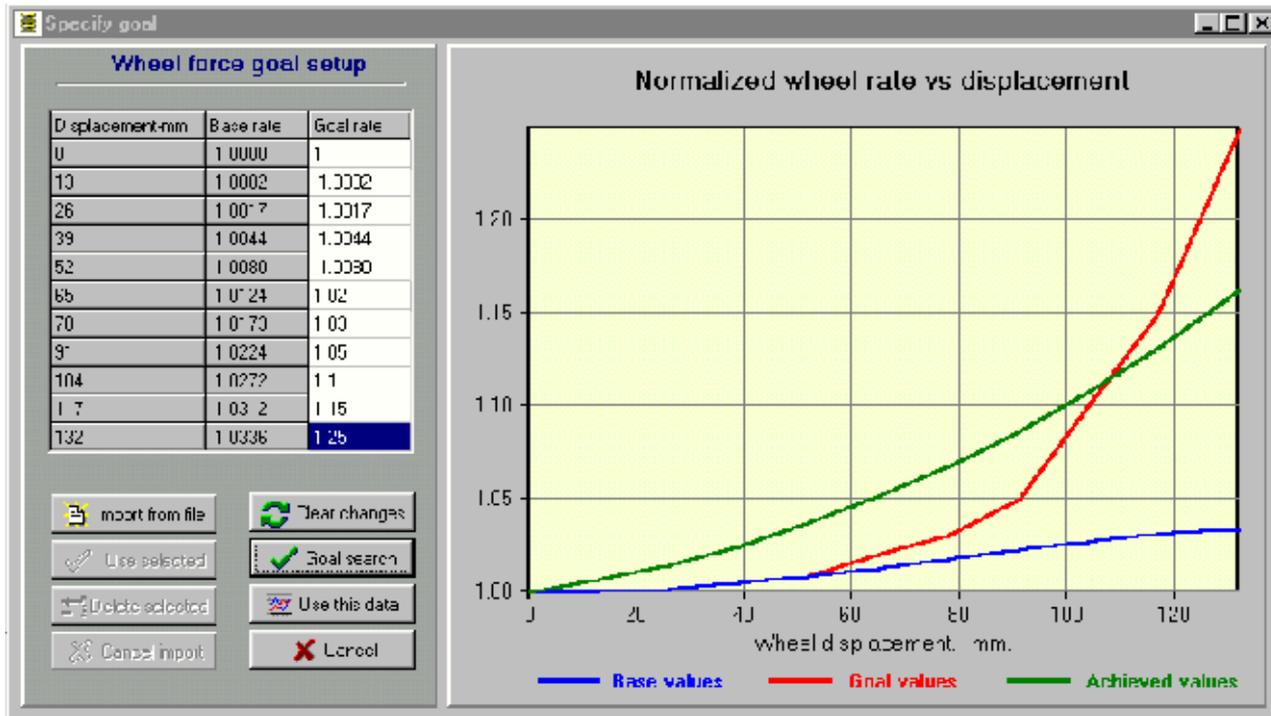


From the pop-up panel select the parameter to modify, in this example it is “On frame”. Then, with a normal click and drag procedure, mark the limits as shown and click on the OK button when done.

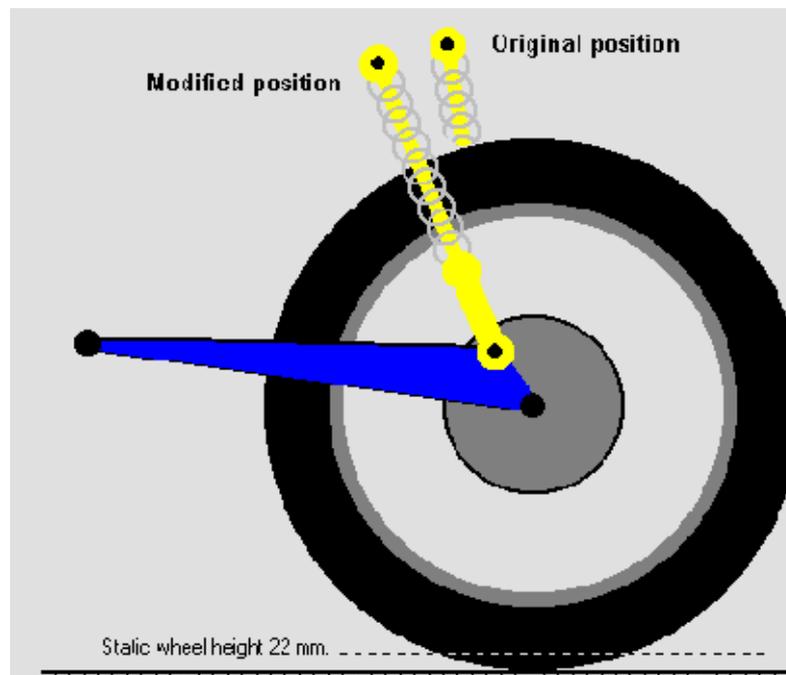
This will then pass on to a screen for entering the desired characteristic, which will show the unmodified characteristic as well as the achieved characteristic. The closeness of fit (least squared error) between the desired characteristic and that achieved will depend on how realistic the requested requirement was and the sensitivity to the modified parameter. For example, asking for a 2:1 wheel rate progression with a simple twin shock layout is not generally realistic. Depending on wheel movement etc., 1.1 to 1.2 is the maximum obtainable.

In the case shown below, the required degree of progressiveness is beyond that which the simple layout can provide and so the achieved result only goes part way to satisfy the unrealistic requirement. This example was chosen for illustrative purposes, to show that not all requirements can be physically achieved.

On entry to this screen we see a table and graph of the unmodified layout, the characteristic chosen for comparison is the normalized value of the wheel rate, this allows comparison between different layouts and bike models, on an equal footing. In this example the “Goal rate” was entered manually to request a design with a total of 25% progression, not a lot for a rocker system but quite high for this simple design, which achieved 16%. When the goal is entered, click on the “Goal search” button and the achieved values will be plotted.

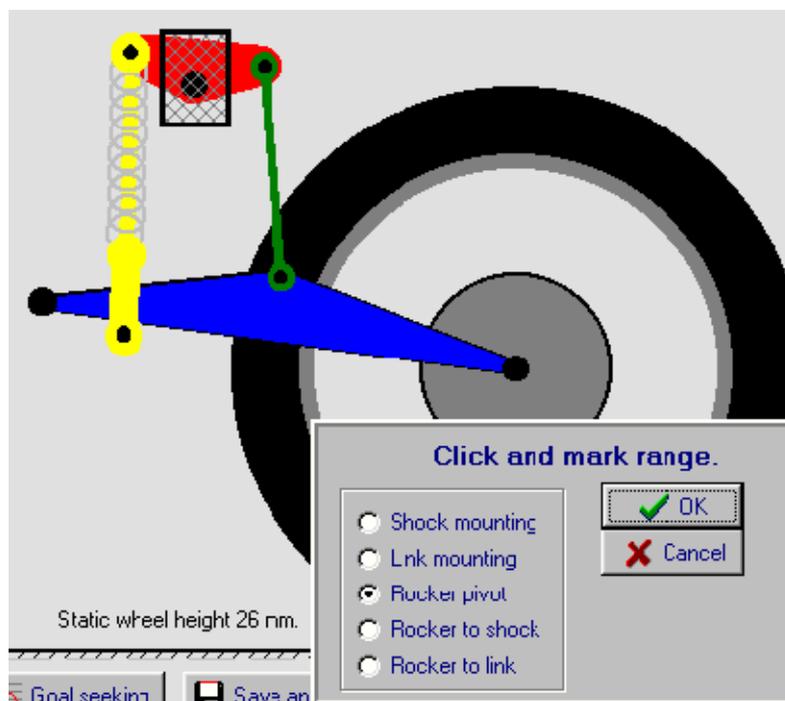


You can now either Cancel or elect to use the new layout. The new dimensions will be transferred back to the data entry screen automatically. The following picture shows how the frame to shock mounting has been moved forward to give the closest fit possible to our requirement. The shock movement will also be adjusted to keep the original maximum wheel displacement. Spring rate and spring preload will be automatically adjusted also, to maintain the same initial wheel rate and wheel preload, these parameters may need further manual adjustment to get the overall effect desired.

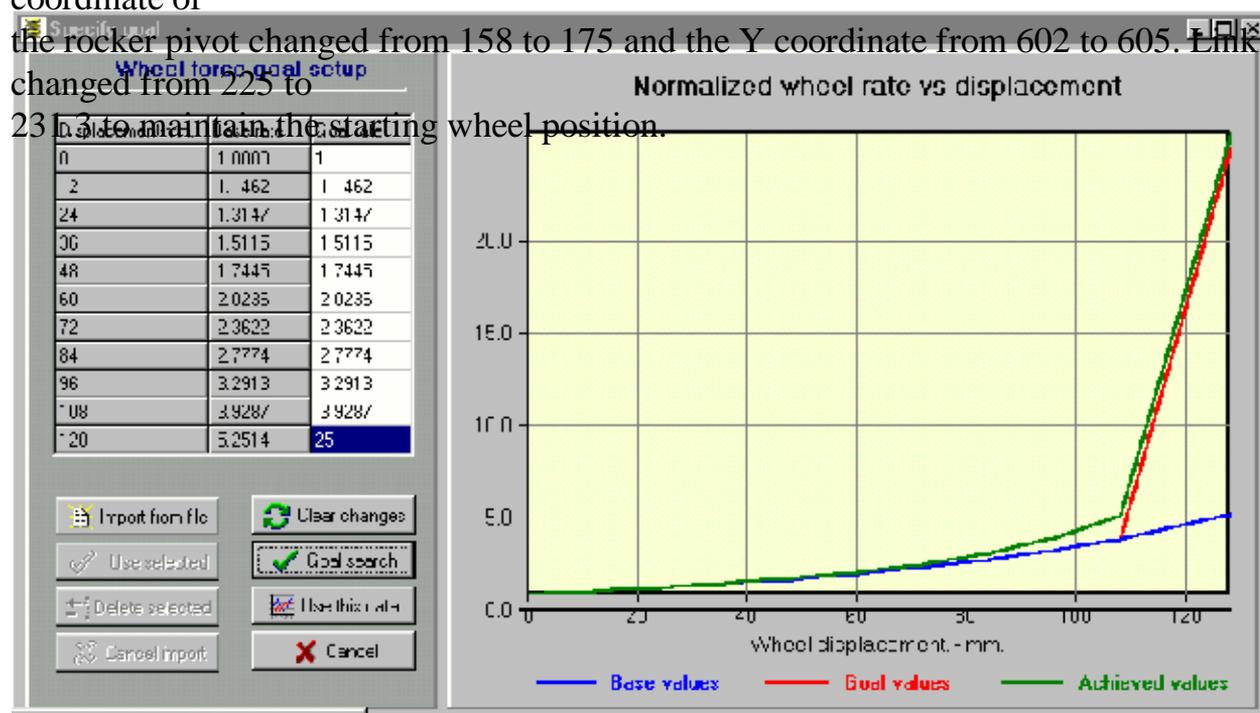


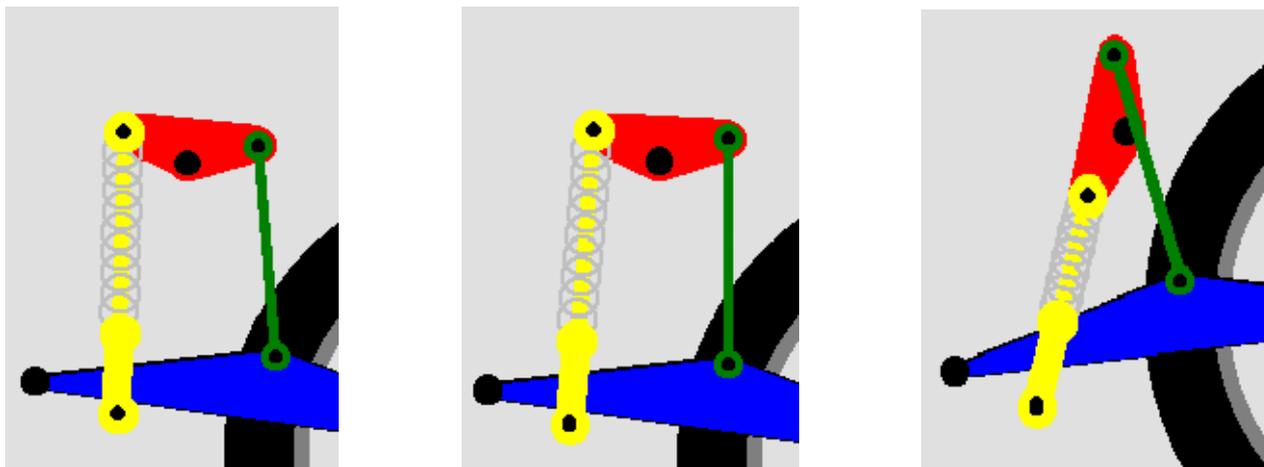
Rocker systems

It is when we consider the rocker systems that the real power of this feature becomes more evident. The next example shows what can happen when we allow changes to the rocker pivot position as below;



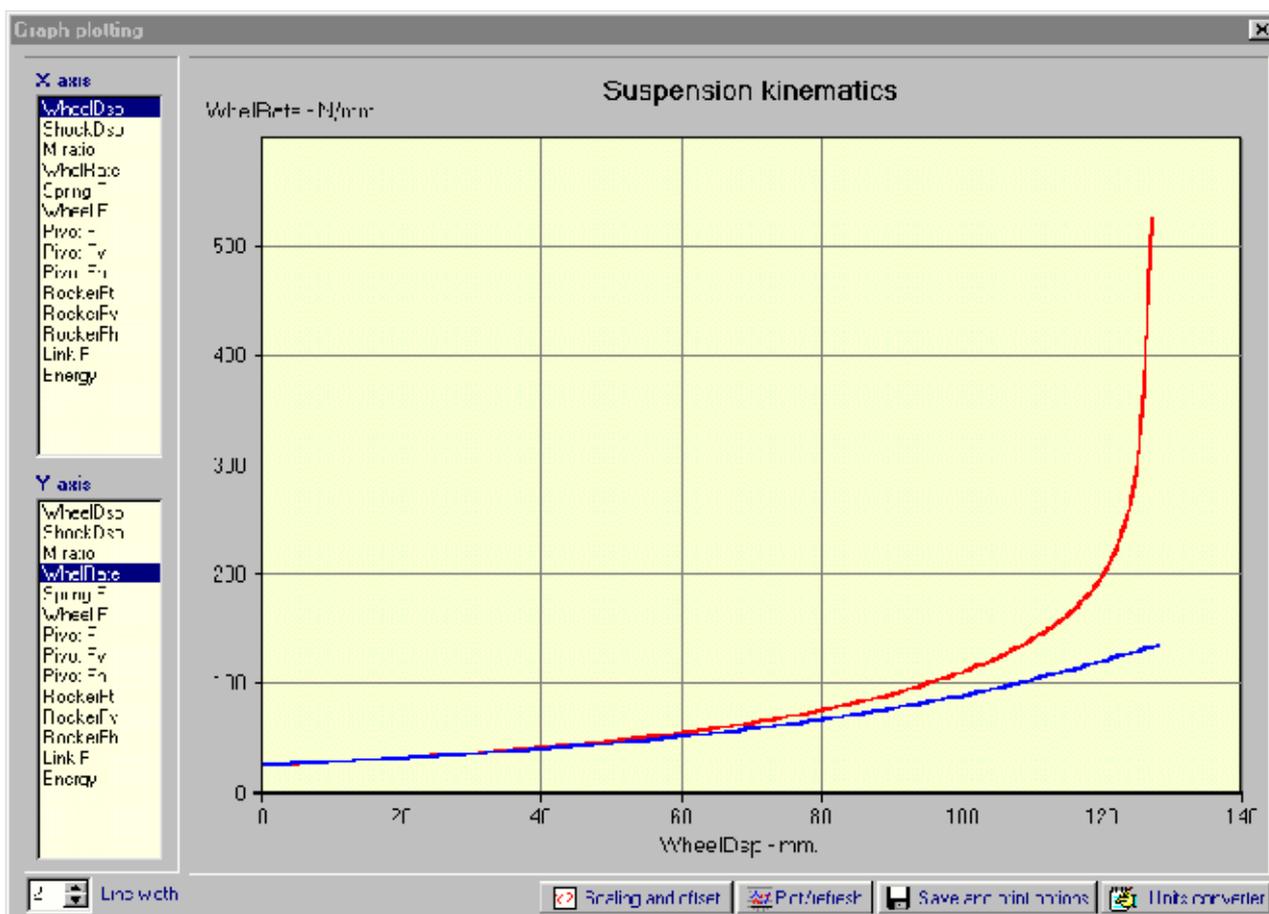
As shown below, the original maximum value of the normalized wheel rate was 5.2514. In this case we only want to increase the rate at the end of the wheel travel so only the last value of the goal rate was changed to 25. We can see that the achieved characteristic is very close to that requested. To get that change the X coordinate of the rocker pivot changed from 158 to 175 and the Y coordinate from 602 to 605. Link length changed from 225 to 230 to maintain the starting wheel position.





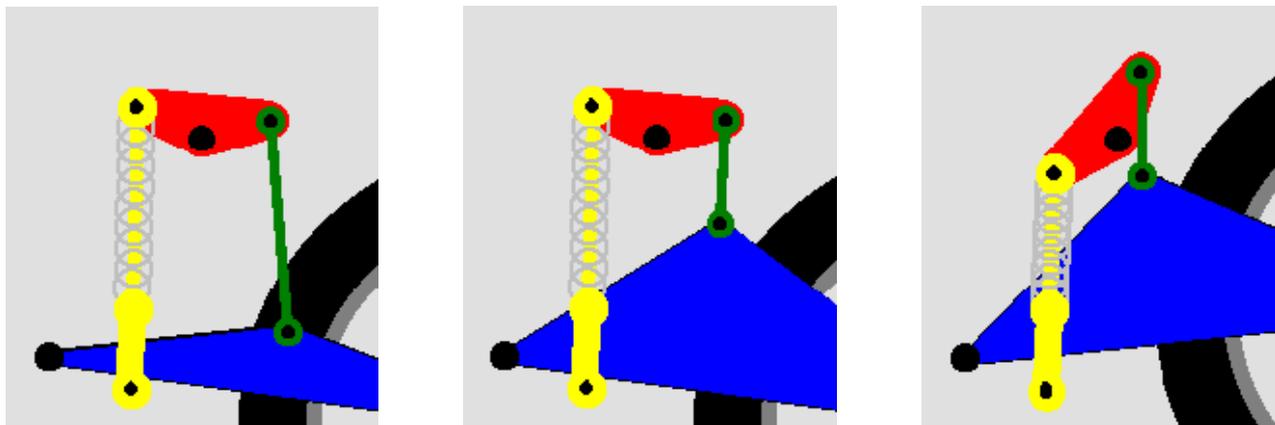
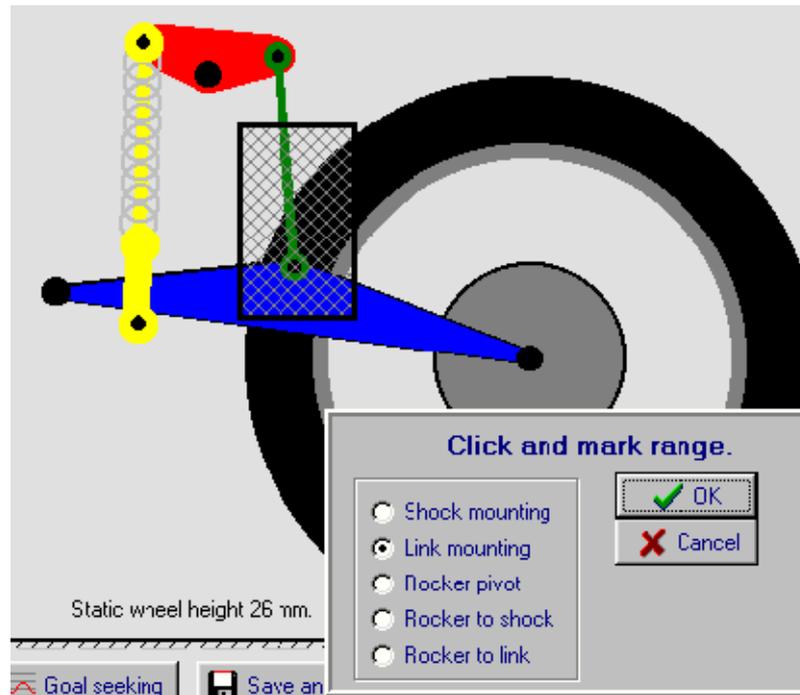
Original system fully extended. Modified design fully extended. Modified design fully compressed. Note that more wheel displ. would cause a locked movement.

Word of warning. Although we have achieved the wheel rate range that we sought, we have created a design that is very close to a lock condition (as explained in the Kinematics booklet) at full compression, as we can see from the above graphics. We can also see how the characteristics have changed by comparing the real wheel rates (not the normalized values) of the two designs in the following plot. Note how the rate of the modified design increases rapidly toward full compression, as the lock state is approached.



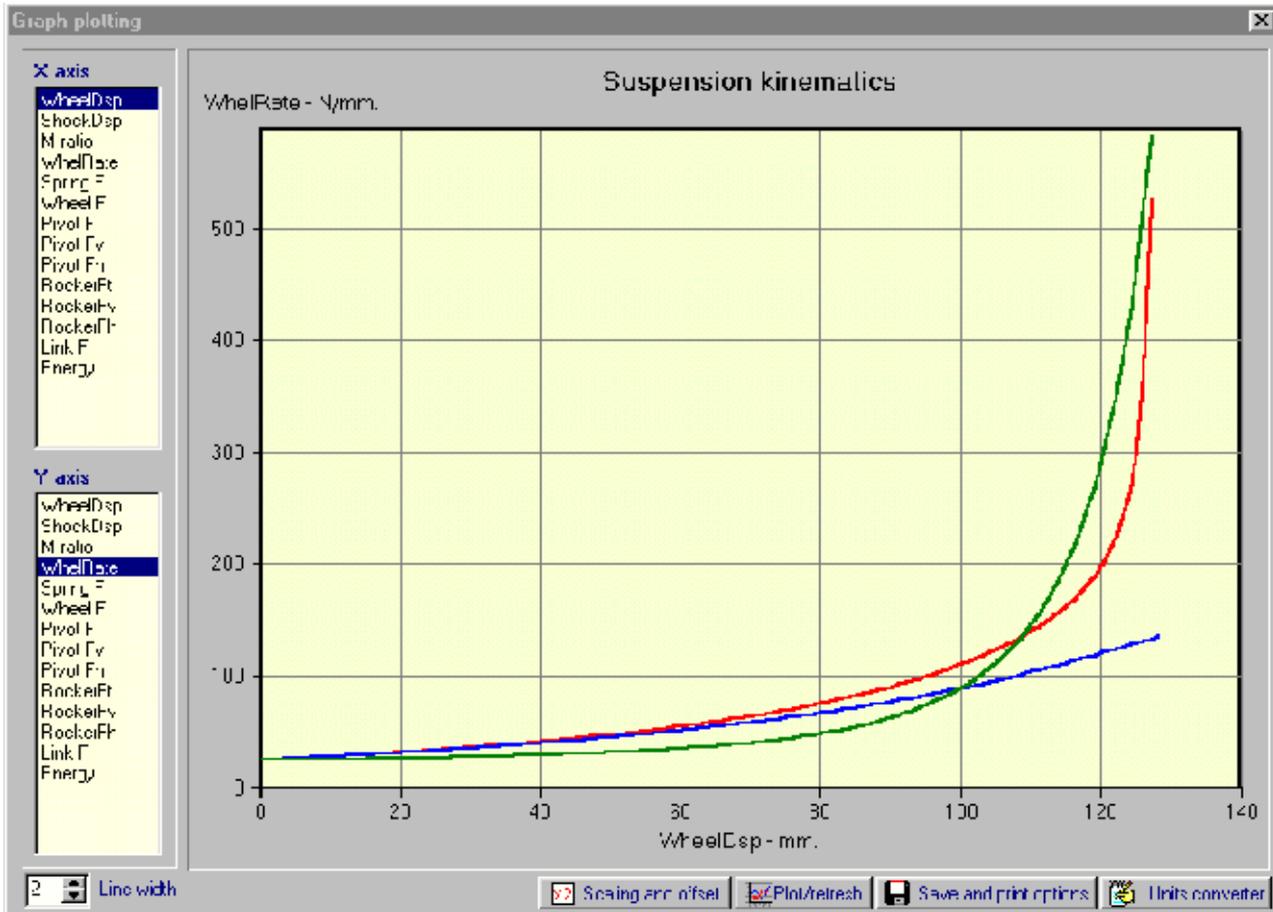
This does not mean that all layouts which give nearly a 25:1 wheel rate range will tend to this potential lock problem. Even higher ranges can be achieved with other design options. The above example was chosen to illustrate that whilst a goal searching feature can be extremely useful, the resulting design and characteristics must be scrutinized carefully to make sure that it satisfies all requirements.

The next example starts with the same basic design but instead of goal searching on relocating the rocker pivot, the search was done for moving the link to swing-arm dimensions. As follows:



Original system fully extended. Modified design fully extended. Modified design fully compressed. This design has a greater margin before reaching an “over centre” condition.

We can see that even though the normalized wheel rate range was a bit greater than in the previous example, there is a greater margin before the lock condition. The plot of the wheel rate also shows how the rate increases at a slower rate as full bump position is approached.



Important note: When marking the range within which you allow the specified dimension to be modified, do not follow the temptation to make the range too large without considering if such dimensions are physically possible. It is very easy to specify a range in which a lock may occur or perhaps cause the shock to go “over centre”. In most cases the software will simply ignore these “rogue” dimensions and eliminate them from the results of a goal search. However, it is possible that occasionally a combination of dimensions will cause an error message to be displayed.

Cloning a design

In addition to entering the desired wheel rate values by hand we can clone the characteristics from another model as follows:

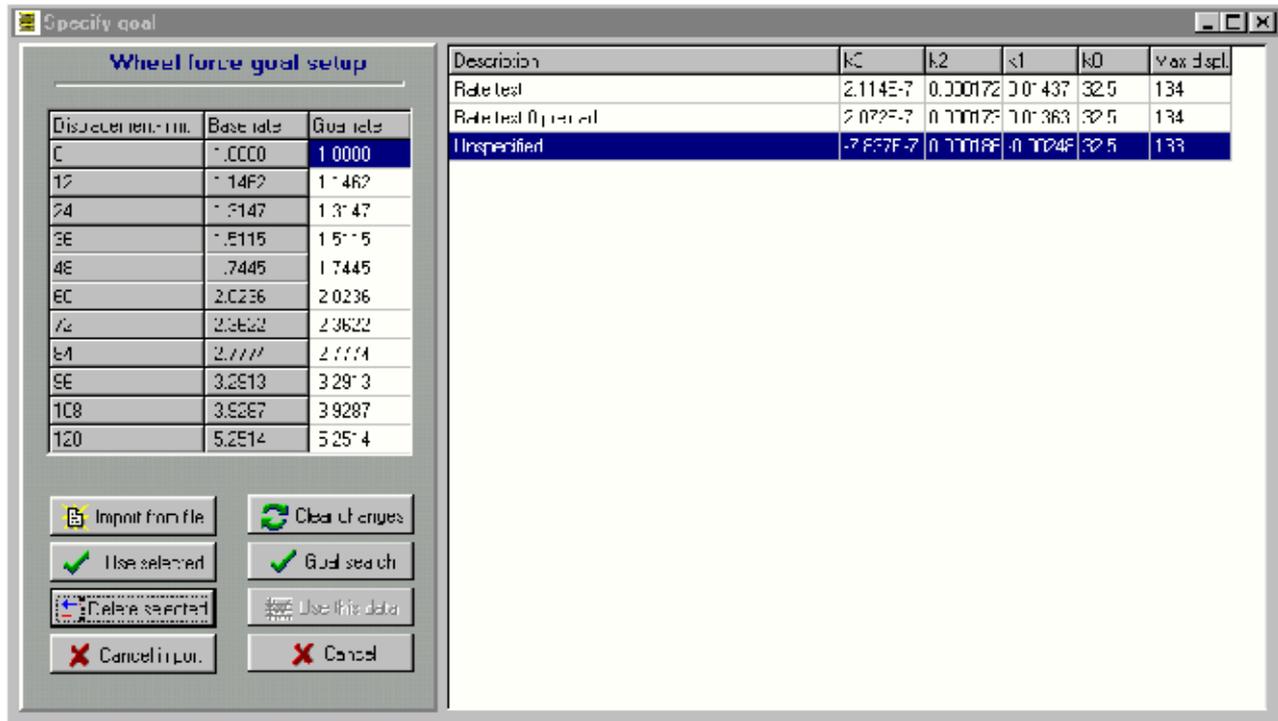
- Enter the data or load it from file for the bike to be cloned.
- Click the “Calculate and plot” button and select the “Wheel rate” page.
- Click the “Save and print options” button and select “Save eqn. to file”.

The data from the bike to be cloned will be put in a file with any others that you may have already saved to be cloned.

Now load the data for the design which you wish to modify, as above, and select the parameter to do the goal search with, from the goal search panel, as in the examples above.

From the goal search screen:

- Click on the “Import from file” button.
- Select the required design from the list.
- Click on the “Use selected” button.



The data from the donor will be loaded into the “Goal rate” table and then you can proceed with the goal search as in the previous examples.

When using a donor design it is quite likely that the range of wheel displacement will be different from the receiving design. In that case the software will automatically impose the donor range of wheel rate values onto the receiving design.

Results screens

Calculate and Plot

There are several pre-defined screens with graphs plotted of various sets of calculated data. One screen contains the calculated data in tabular form, which can be exported in eXcel spreadsheet, as well as other, formats for additional analysis or charting.

All of these results screens can be printed separately. The results screens display automatically after clicking on the button, and are selected by the following page tabs.



Tabular view

| Wheel displ | Shock displ | Motion ratio | Wheel rate | Spring load | Wheel load | Pivot load total | Pivot load ver. | Pivot load horiz. | Rocker load total | Rocker load |
|-------------|-------------|--------------|------------|-------------|------------|------------------|-----------------|-------------------|-------------------|-------------|
| 0 | 0.0000 | 0.4E33 | 2E.242 | 36C.000 | 66.7E3 | 165.21 | -163.02 | 26.73 | 690.27 | -690.03 |
| 1 | 1.1642 | 0.4E31 | 2E.538 | 41E.700 | 793.322 | 191.63 | -183.07 | 31.21 | 798.6E | -798.36 |
| 2 | 2.3301 | 0.4E28 | 2E.838 | 471.612 | 220.1E0 | 218.39 | 215.45 | 35.71 | 907.6E | 907.53 |
| 3 | 3.4970 | 0.4C00 | 27.141 | 527.730 | 247.001 | 245.40 | -242.10 | 40.32 | 1017.90 | -1017.5E |
| 4 | 4.6673 | 0.4704 | 27.448 | 584.078 | 274.74E | 272.93 | -263.19 | 45.33 | 112E.92 | -1128.4E |
| 5 | 5.8386 | 0.4722 | 27.758 | 640.633 | 302.507 | 300.72 | -295.56 | 49.94 | 1240.73 | -1240.1E |
| 6 | 7.0117 | 0.4740 | 2E.071 | 697.406 | 330.57E | 328.86 | -324.27 | 54.77 | 135E.41 | -1352.7E |
| 7 | 8.1866 | 0.47E8 | 2E.388 | 754.396 | 358.9E6 | 357.36 | -352.32 | 59.30 | 146E.97 | -1466.2E |
| 8 | 9.3631 | 0.4777 | 2E.709 | 811.605 | 387.67E | 386.21 | -381.71 | 64.35 | 1581.13 | -1580.61 |
| 9 | 10.5420 | 0.47E5 | 2E.033 | 86E.035 | 416.70E | 415.43 | 403.45 | 70.22 | 169E.79 | -169E.67 |
| 10 | 11.7224 | 0.4C14 | 2C.301 | 92C.607 | 446.000 | 445.01 | -433.54 | 75.31 | 101C.05 | -1012.04 |
| 11 | 12.9047 | 0.4E32 | 2E.633 | 984.562 | 475.7E3 | 474.96 | -467.98 | 81.13 | 193C.24 | -1929.11 |
| 12 | 14.0888 | 0.4E31 | 30.029 | 1042.660 | 505.7E2 | 505.29 | -497.79 | 86.77 | 204E.35 | -2047.11 |
| 13 | 15.2749 | 0.4E70 | 3C.369 | 1100.9E5 | 536.1E1 | 536.00 | -527.95 | 92.55 | 2167.40 | -2166.0E |
| 14 | 16.4628 | 0.4E69 | 3C.713 | 1159.336 | 566.674 | 567.10 | -559.79 | 98.17 | 2287.39 | -2286.6E |
| 15 | 17.6526 | 0.4E18 | 31.061 | 1218.376 | 597.53E | 598.59 | -589.39 | 104.54 | 240E.34 | -2406.74 |
| 16 | 18.8444 | 0.4E27 | 31.414 | 1277.526 | 629.34E | 630.47 | -623.66 | 110.74 | 253C.26 | -2528.47 |
| 17 | 20.0301 | 0.4C40 | 31.771 | 1336.900 | 661.12C | 662.75 | -652.02 | 117.10 | 265C.15 | -2651.21 |
| 18 | 21.2237 | 0.4E66 | 32.132 | 1396.039 | 693.2C1 | 695.43 | -684.36 | 123.62 | 2777.02 | -2774.52 |
| 19 | 22.4192 | 0.4E55 | 32.498 | 1455.746 | 725.74E | 728.52 | -715.78 | 130.29 | 2901.90 | -2899.62 |
| 20 | 23.6107 | 0.5C05 | 32.868 | 1515.6E9 | 758.617 | 762.03 | -749.59 | 137.13 | 3027.78 | -3025.52 |
| 21 | 24.8032 | 0.5E26 | 33.243 | 1575.6E9 | 791.661 | 795.96 | -782.80 | 144.14 | 3154.67 | -3152.02 |
| 22 | 26.0037 | 0.5E45 | 33.623 | 1636.2E7 | 825.4E2 | 830.31 | -815.40 | 151.32 | 3282.60 | -3279.74 |
| 23 | 27.2141 | 0.5C05 | 34.007 | 1696.545 | 859.4E0 | 865.09 | -853.41 | 158.68 | 3411.56 | -3408.5C |
| 24 | 28.4347 | 0.5C05 | 34.397 | 1757.045 | 893.007 | 900.31 | -884.00 | 166.20 | 3541.57 | -3530.2C |
| 25 | 29.6622 | 0.5105 | 34.792 | 1818.5E8 | 928.67E | 935.96 | -913.65 | 173.97 | 3672.65 | -3669.1E |

All calculated values are available in this table. The data is shown at increments of 1 mm. of vertical wheel movement, ranging from zero up to the maximum permitted by the maximum shock stroke.

Vertical and horizontal scroll bars allow access to the whole table.

The full table can be printed and or saved in various formats. Viz:

- *.ERD – For use with the internal multi-plotter and WinEP (Windows Engineering Plotter)
- *.XLS – For use with MS excel and compatible programmes.

- *.SLK – General purpose spreadsheet format. Loads with excel and many other spreadsheets.
- *.TXT – TAB delimited file. Can be imported into spread sheets and other software.

Spring and wheel loads



These curves show the actual forces experienced by the wheel and shock spring, over the range of wheel movement. In actual use there will be additional forces due to damping, but these vary with shock velocity and so cannot be calculated in a static analysis such as this. These curves and that of the actual wheel rate are probably the most important in any suspension analysis. If specified, the effects of a bump-stop rubber will be shown in these plots.

The vertical heavy black line is the static sag position, in this case it is 26 mm. In other words, under initial static loading the sag at the wheel will be 26 mm. The origin of the X axis can be toggled to be either at the fully extended position or at the static sag position by using the



button. The above graph shows the origin at the default full rebound position.

When the origin is at the ride height positive wheel movement values indicate compression from the static position and negative values show the sag. The wheel load graph, as shown later, illustrates the origin when set to the ride height.

Other features shown on this graph are:

Equation of a 3rd order polynomial fit to the wheel load graph.

Points can be marked with X-Y coordinates, by pressing and releasing the LHS mouse button without moving the mouse, as shown on the blue curve.

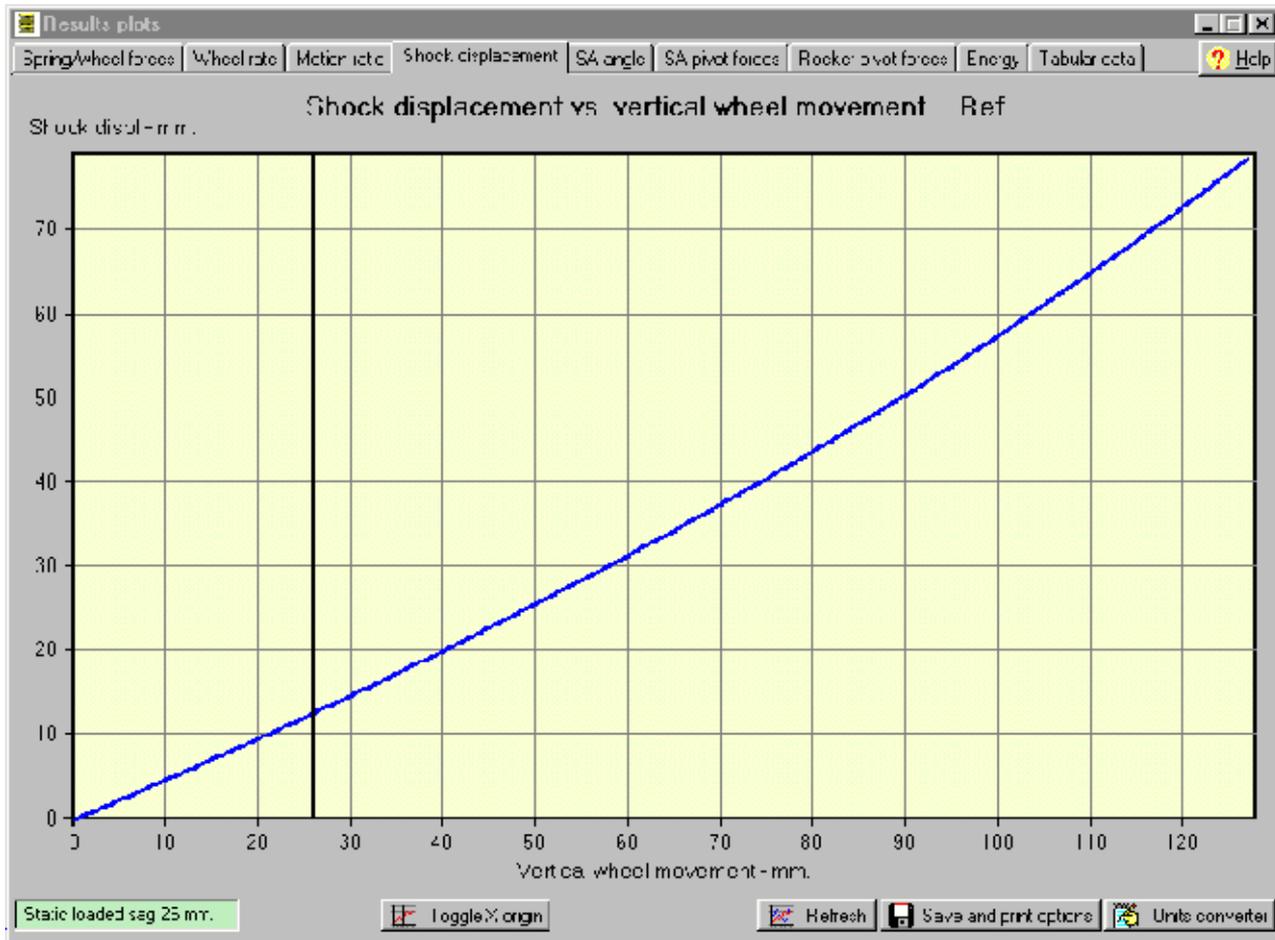
Lines can be drawn by dragging with the mouse and holding the LHS button, on release the slope of the line will be shown, this is shown on the red curve.

Clicking the Refresh button will redraw the curves with any marks and lines cleaned off.

As you move the mouse over the graph, cross hairs will be displayed with the X-Y values.

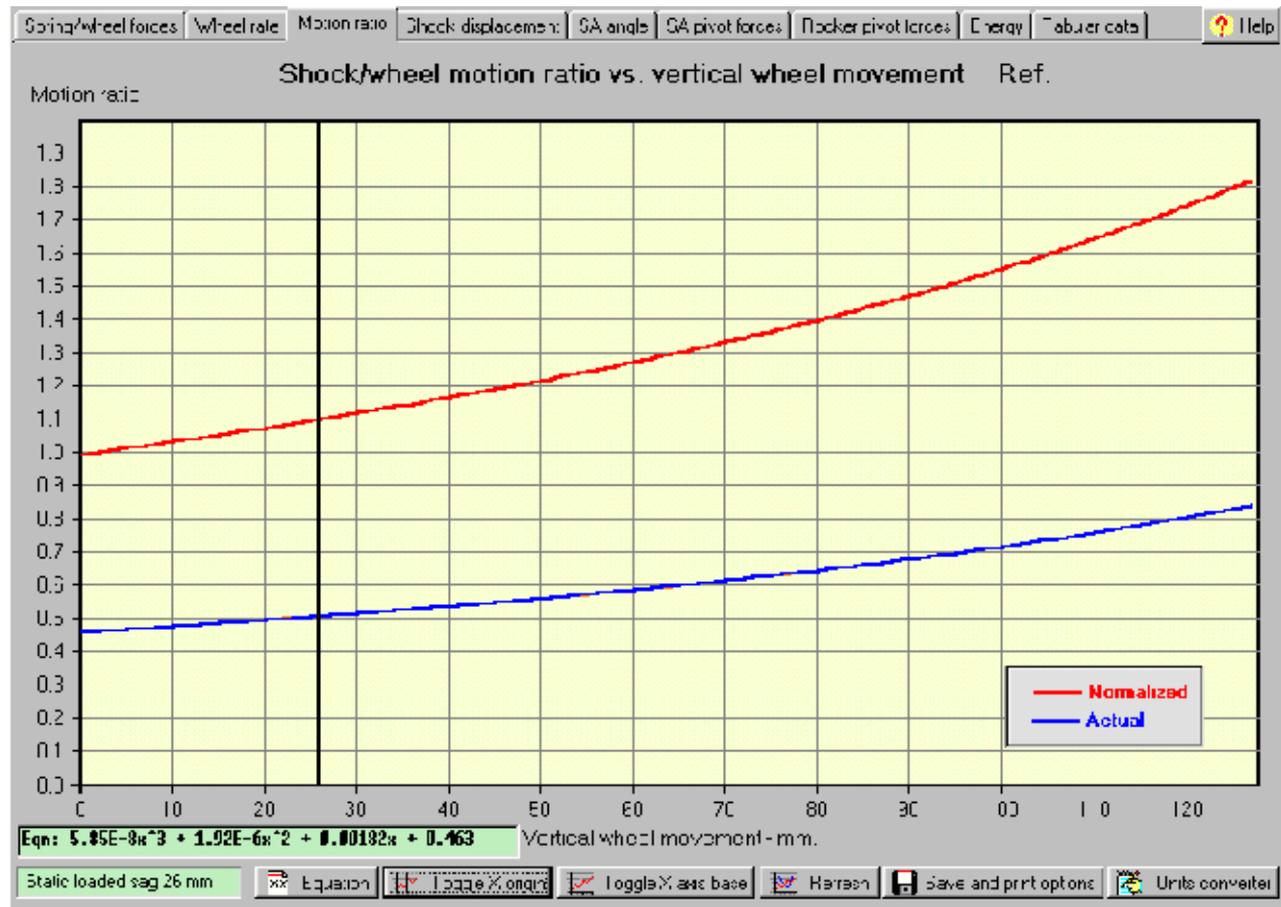
The  button toggles between using the wheel motion or shock compression as the values for the X axis. The line equation will automatically change to reflect the new axis.

Shock displacement



This plot shows the relationship between the shock compression and vertical wheel movement. In this example, nearly 130 mm. of total vertical wheel movement causes almost 80 mm. of shock compression.

Motion ratio



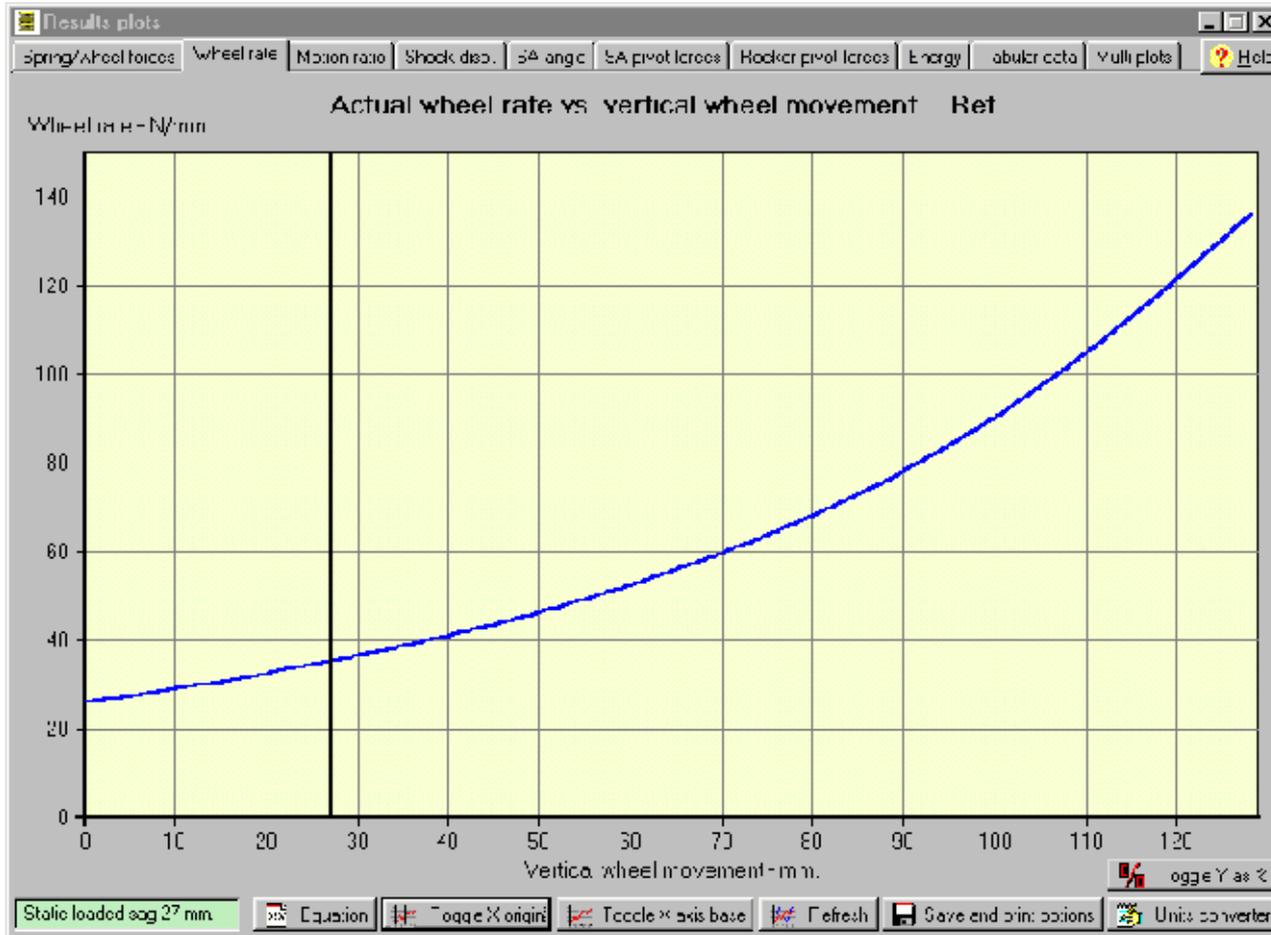
The motion ratio is also called leverage ratio, velocity ratio and mechanical advantage. As plotted it shows the shock velocity in terms of the vertical wheel velocity. In this example, we can see that at full rebound the motion ratio is around 0.46 which means that the wheel is moving upward at a rate of over double the compression rate of the shock. Hence the leverage between the wheel and shock is 2.17 so the wheel rate is softer than the shock rate. At full compression, this ratio is just above 0.8, which represents a lower leverage of 1.25 and hence a stiffer suspension rate.

This example is of a progressive suspension geometry. A completely fixed single rate design would be represented by a constant motion ratio over the full range of suspension movement.

It is usual that this ratio is always less than 1.0, that is; the shock moves slower than the wheel. The total movement of the shock is less than that of the wheel. This is not a physical requirement but no current designs are known where the motion ratio is greater than 1.0.

The red curve shows the same curve but normalized such that the starting value is equal to 1.0 and other values have been increased proportionally. This gives a curve which is useful for comparison with other designs.

Wheel rate



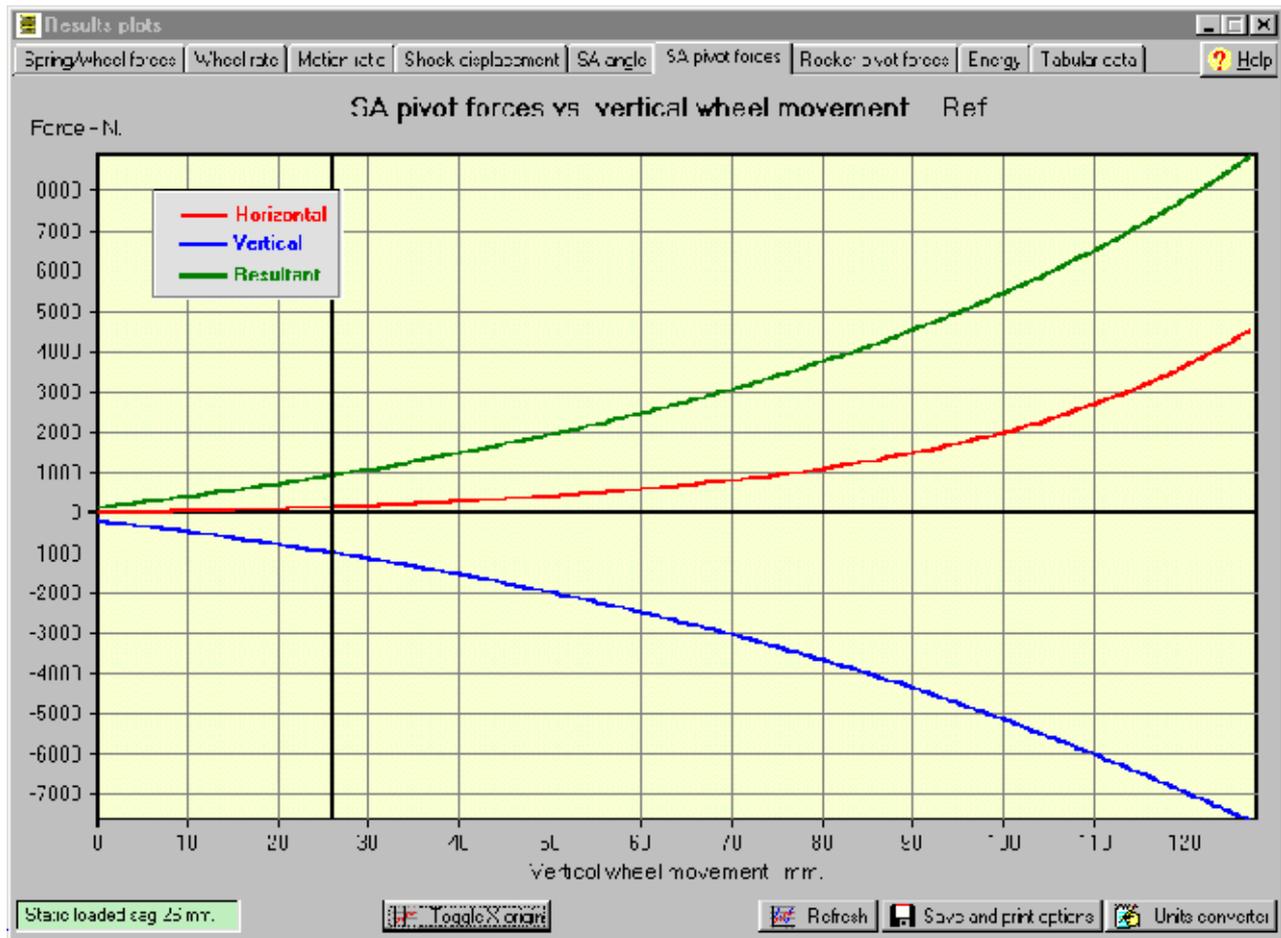
The effective wheel spring rate is the vertical rate as seen by the wheel and is usually lower in value than the rate of the spring itself.

At any point in the movement range the wheel rate is defined as the extra vertical force, at the tyre/road interface, needed to produce a small unit vertical displacement of the wheel. This software calculates this in steps of 1.0 mm. of wheel movement.

This curve will also show the effects of specifying a bump stop, although that was not done in this example, which is highly progressive just by the nature of the geometric layout. The rate at full bump is over 5 times that at full rebound. Compare this graph with that of the shock compression. The compression graph can be very misleading to a casual glance, it looks almost linear in this example, but as we can see it is far from that.

 **Toggle Y as %** This button toggles the display between showing the actual wheel rate, as in the graphic above, and showing the same data as a percentage of the starting wheel rate. The percentage display is useful as a comparison with other setups and designs because it is independent of the rate of the suspension spring. The actual wheel rate display will change according to the specified spring rate.

Swing-arm pivot forces



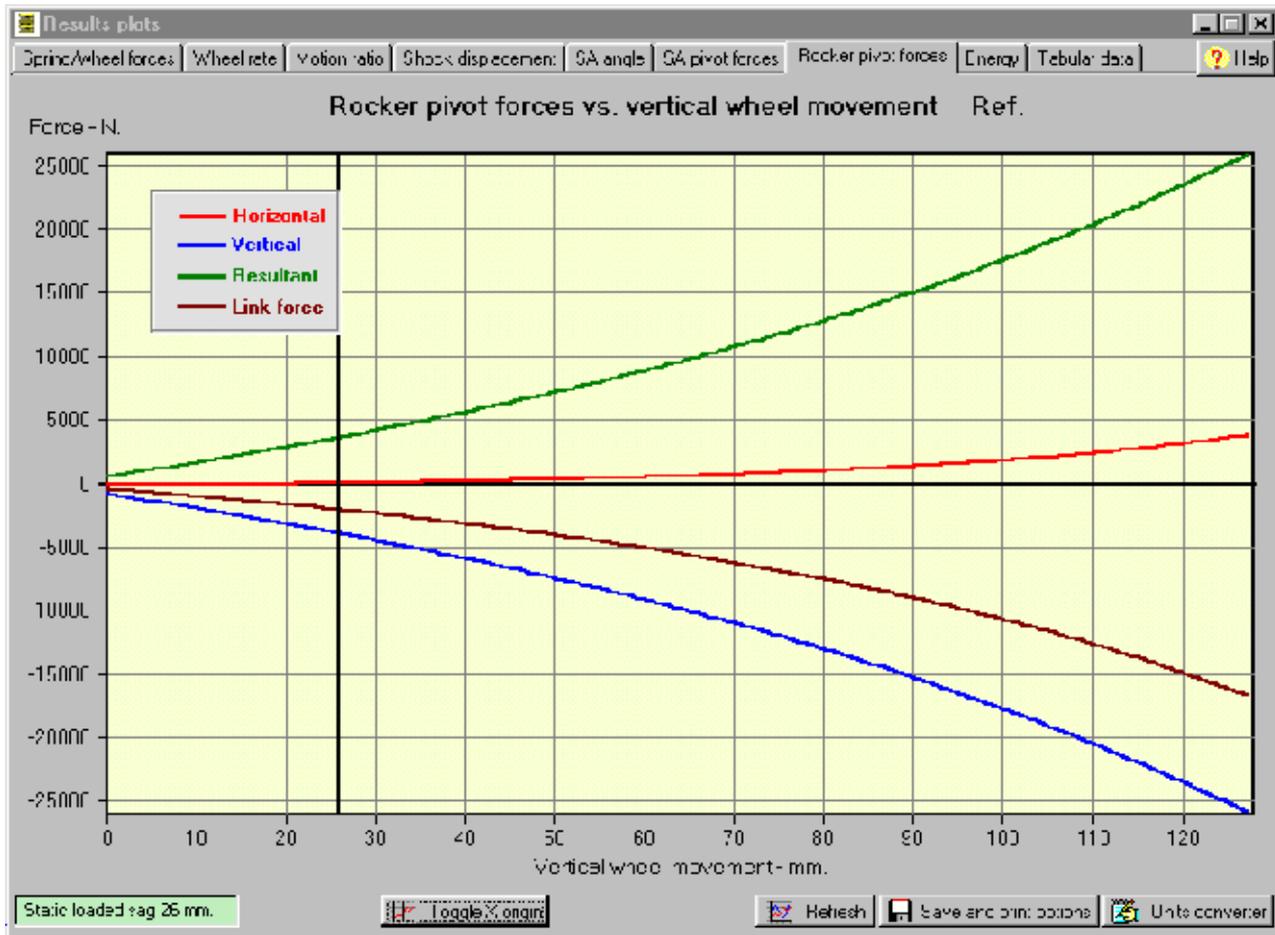
The advent of modern suspension systems, with high leverage, has resulted in higher loading in the swing-arm pivot bearings. Due account must be taken of this in the selection of the bearings and the structural properties of the swing-arm and frame supporting points.

These graphs show the total or resultant force, together with the horizontal and vertical components.

If specified, the effects of a bump-stop rubber will be shown in these plots.

N.B. Remember that this does not include the effects of damping forces which may easily double these values in some cases.

Rocker pivot forces

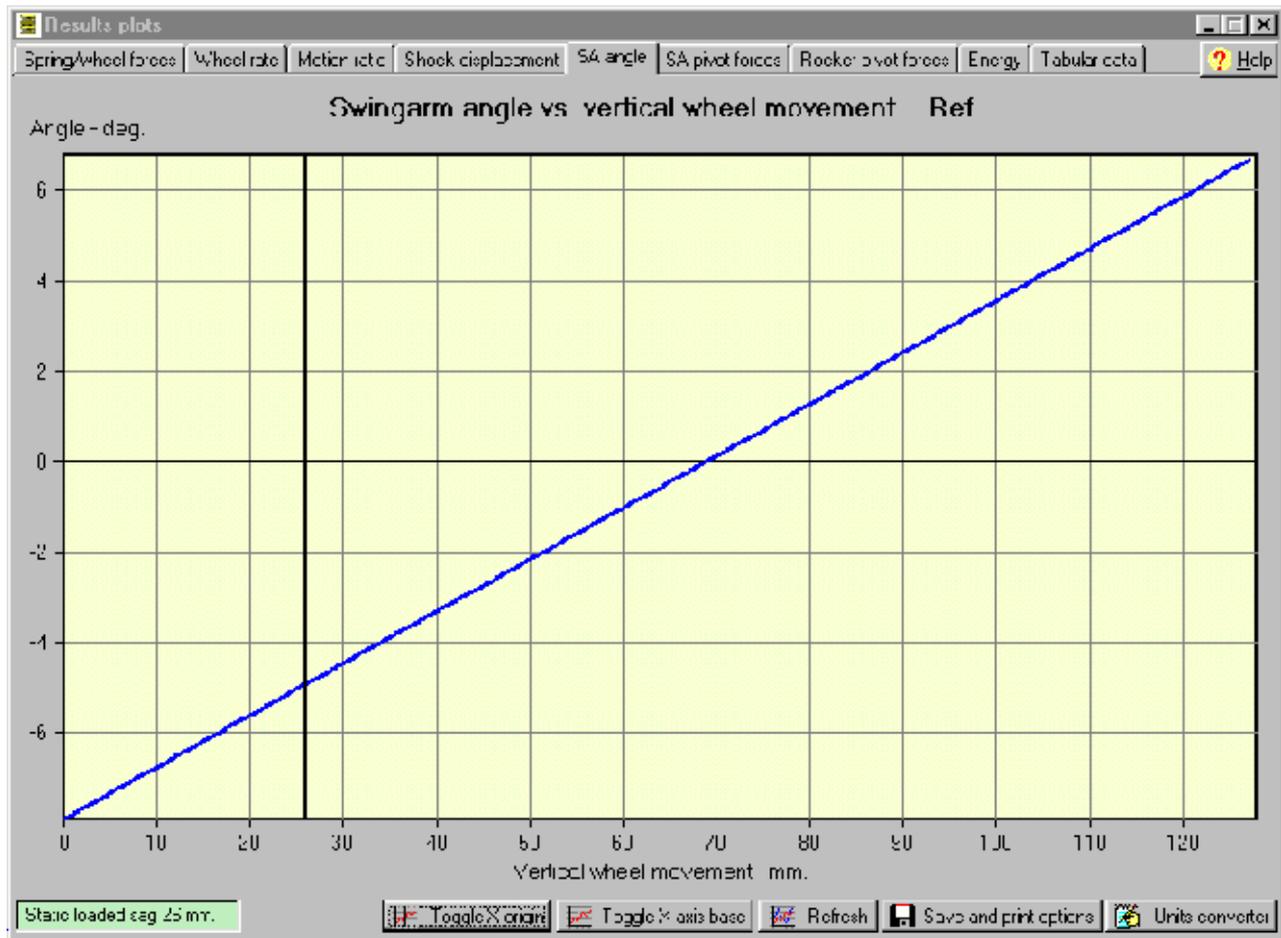


In many designs using a rocker and link system the forces at the rocker pivot can be substantial. As with the previous plot these curves show the total and its horizontal and vertical components. Also shown is the force in the link, tension is shown as negative and compression as positive.

If specified, the effects of a bump-stop rubber will be shown in these plots.

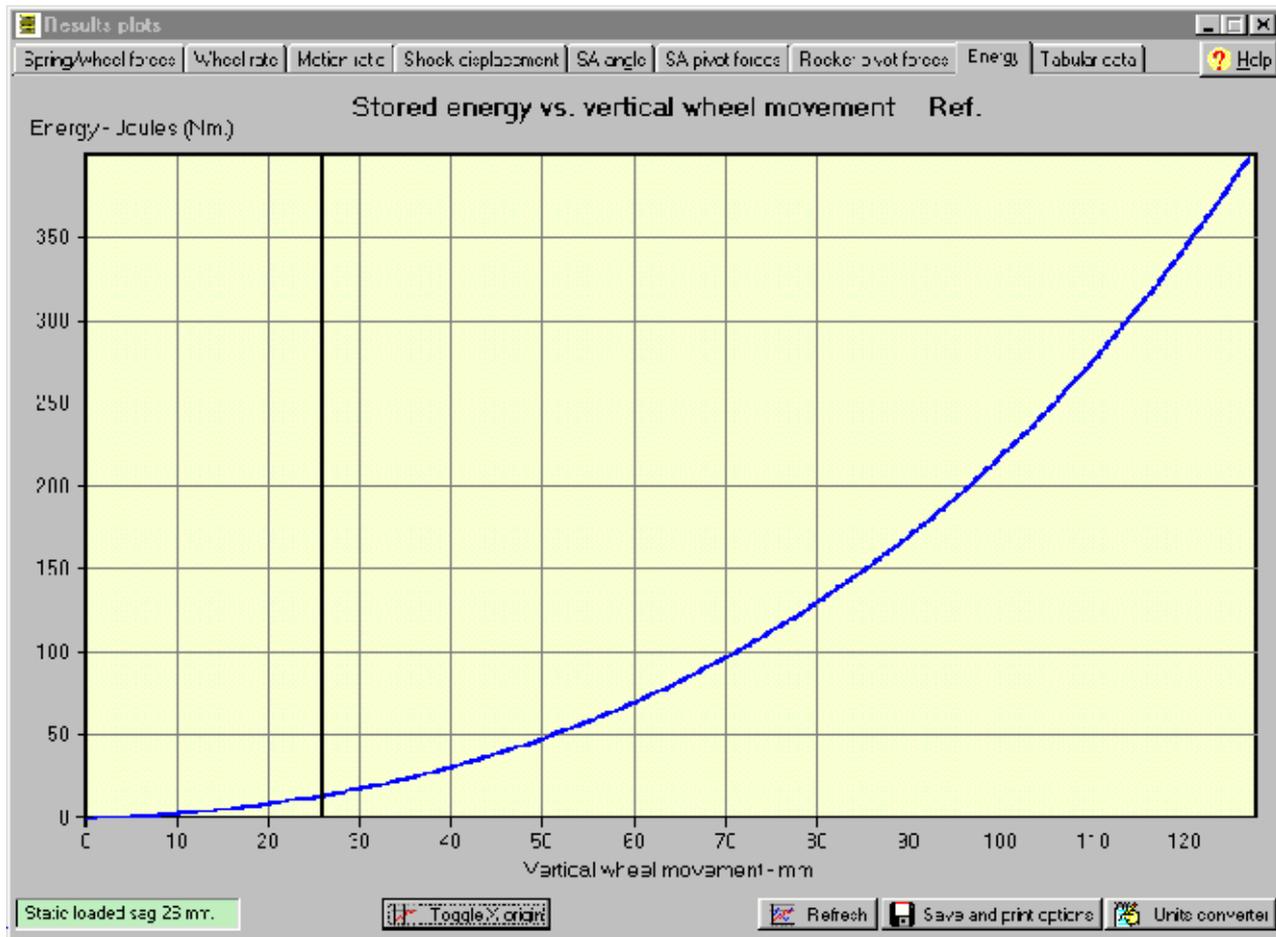
N.B. Remember that this does not include the effects of damping forces which may easily double these values in some cases.

Swing-arm angle



This shows the angle of the swing-arm to the horizontal, over the range of wheel movement. The swing-arm angle is defined as the angle between the horizontal and the line drawn through the swing-arm pivot and the rear wheel axle. A negative value occurs when the swing-arm slopes downward toward the rear.

Energy

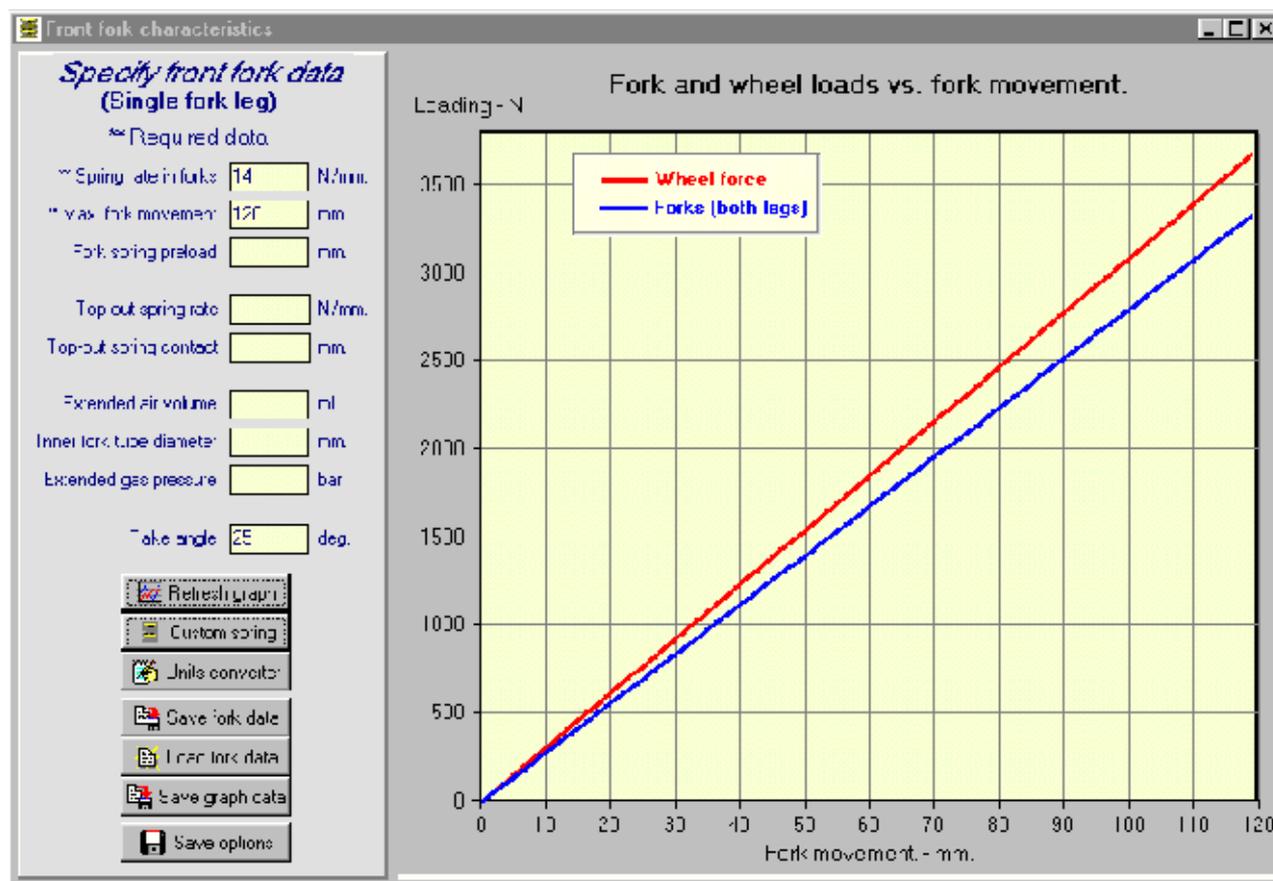


This shows the energy stored in the spring at varying displacements. This energy is an important parameter when considering suspension in impact situations, such as a motoX bike landing after a high jump. Of most interest is the value at the maximum compression point.



Front forks

The data entry fields accept the data for one fork leg, but the graphs show the combined results of the complete fork. As with the rear suspension there is the option to enter data for a custom or multi-rate spring.



The only data that is additional to that entered for the rear are the three parameters related to the compression of air in the forks. The significance of which follows:

- Extended air volume. This is the air volume above the oil in a fork leg in the fully extended position. The spring must also be in place. It is usual to set the oil level purely as a linear measurement but the calculation of the free air volume is not straight forward from that data. Allowance must be made, not only for the tube diameter, but also for the volume of some spring coils.

Probably the easiest and most accurate way to measure this is with the aid of a fork cap that has been drilled. Then fill the fork completely with oil. Suck some oil out into a bottle and then remove the cap. Suck out more oil until the desired level is reached. The volume of oil that has been sucked out will be the free air volume. It is important to make this measurement as carefully as possible because in some cases a small error can have a large effect on the results of the fork force calculation at or near full compression.

- Inner fork tube diameter. This is the external diameter of the inner fork tube.
- Extended gas pressure. Some forks are pressurized with air or nitrogen. This parameter is relative to atmospheric pressure and entered as bar. One bar is approx. 100 kpasal or 14.5 psi.

Pressurizing forks has several effects, viz:

Pre-load – similar to adding pre-load to the spring.

Seal pressurization – aids sealing but increases friction.

Reduces cavitation in the oil.

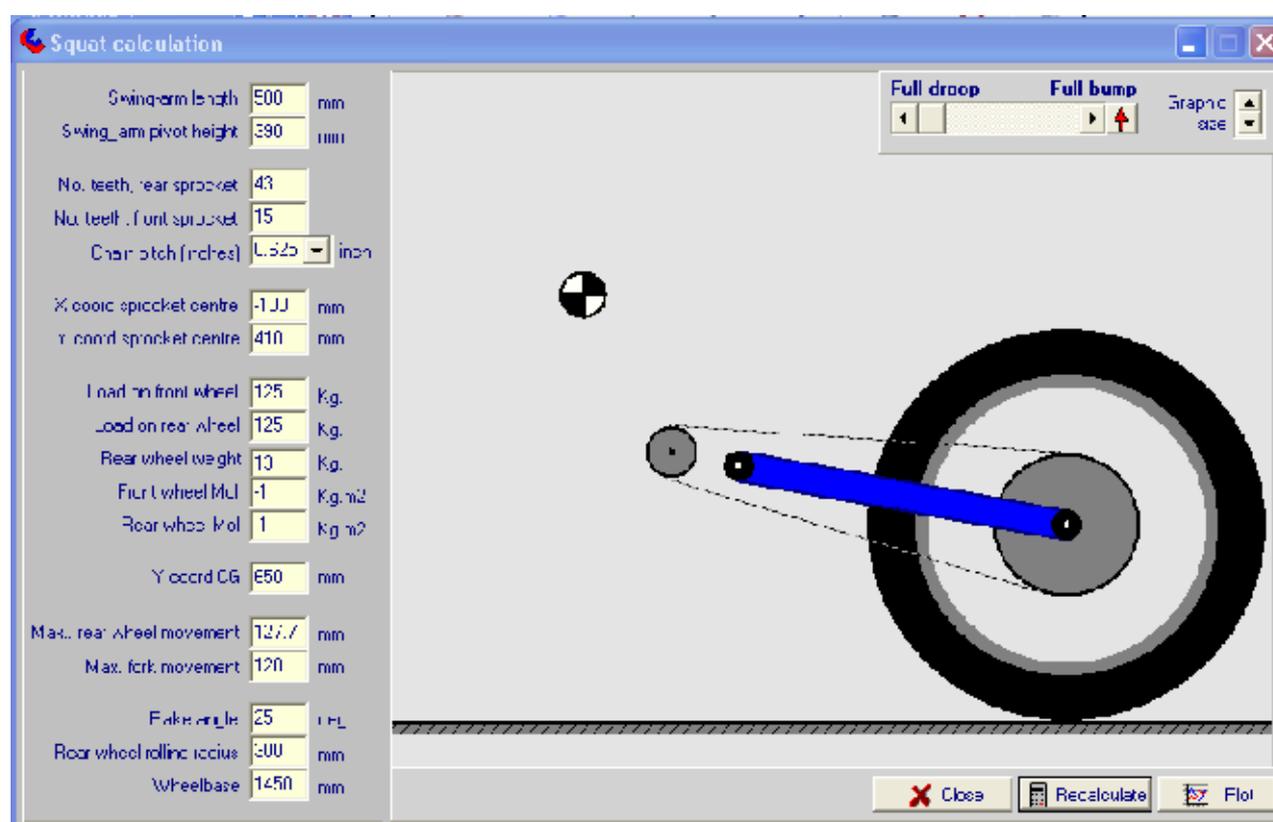
Increases progressive rate tendencies near full compression.



Anti-squat

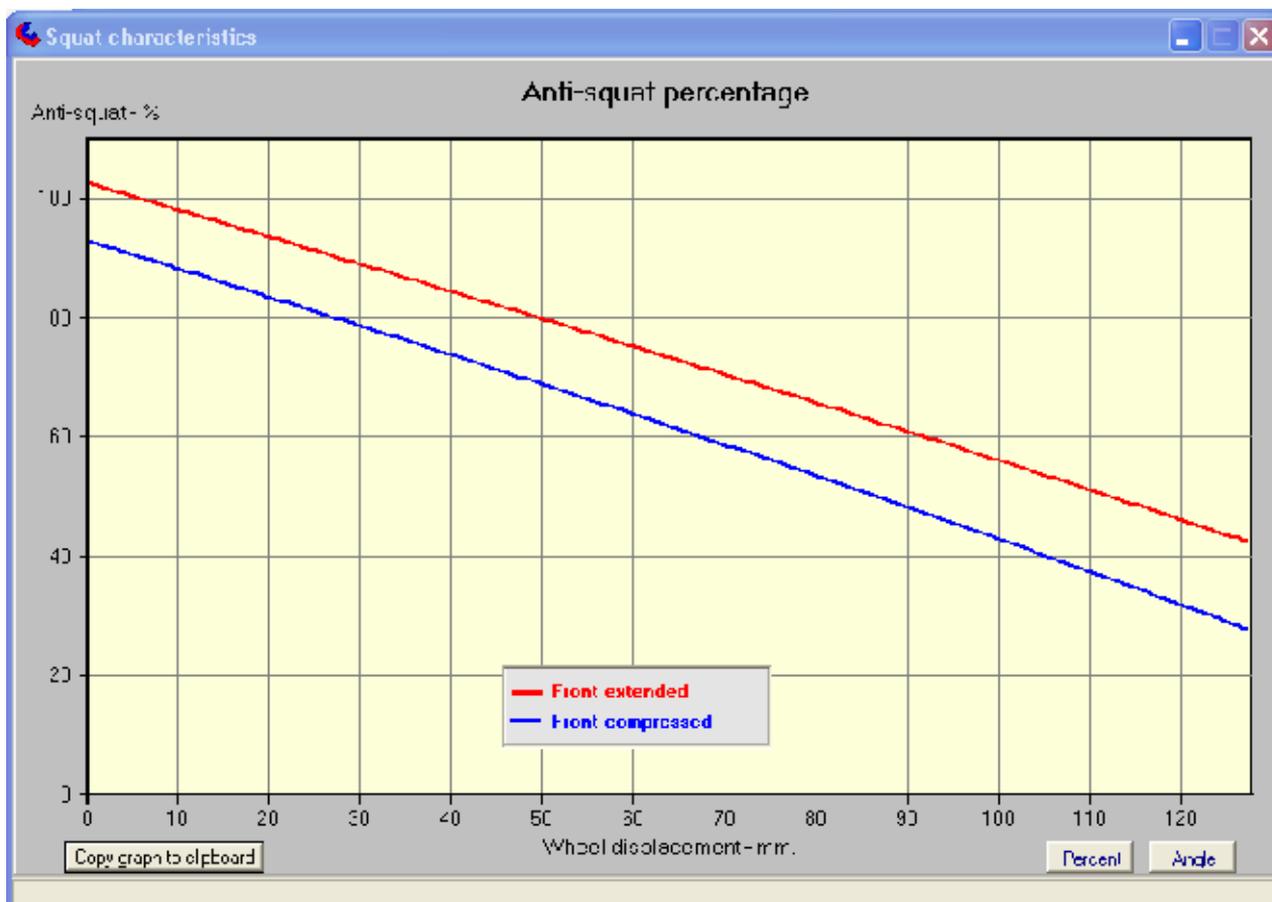
On first entry this window is loaded with some default data, which must be adjusted to the dimensions of the bike being analyzed. If you have previously entered data into the rear suspension module and plotted the results then the parameters of that case will be the default.

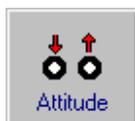
The graphic is kept simple and does not show details of the type of suspension system in use because that has no effect on the anti-squat properties. The graphic can be exercised over the specified range of wheel movement, the main purpose for this is to visually see the proximity of the chain run to the swing arm pivot. Click the recalculate button to refresh the graphic after changing some data.



The “Plot” button opens the following screen which plots the anti-squat percentage over the specified range of wheel movement. The calculated values of anti-squat percentage are dependent on the accuracy of the entered CG height. As an option, it is possible to toggle between displaying the results as a percentage or as the anti-squat angle. This angle is not dependent on the CG height value. In either case there are two lines plotted, one shows the anti-squat performance with the front suspension extended and the other shows it with the front suspension compressed. Therefore these two lines define the full range of possible anti-squat values. Under hard acceleration the front will be, at least, near to the full extension condition.

The legend box can be dragged out of the way of the curves, where necessary, by using standard Windows dragging methods.





Attitude calculation

The purpose of this function is to quickly analyze the effects on the attitude, of changes to up to four setup parameters. Attitude changes are compared to the base setup. The four setup parameters are: Rear ride height, fork sliders position, chain link addition or subtraction and fork clamp offset.

On first entry this window is loaded with default data, which must be adjusted to the dimensions of the bike being analyzed.

The basic physical parameters of the motorcycle are entered into the data fields lightly shaded in yellow. This data defines the static loaded condition of the machine. All data entry boxes have fly-out hint messages to describe each parameter, although in most cases their meaning is obvious from their location on the graphic.

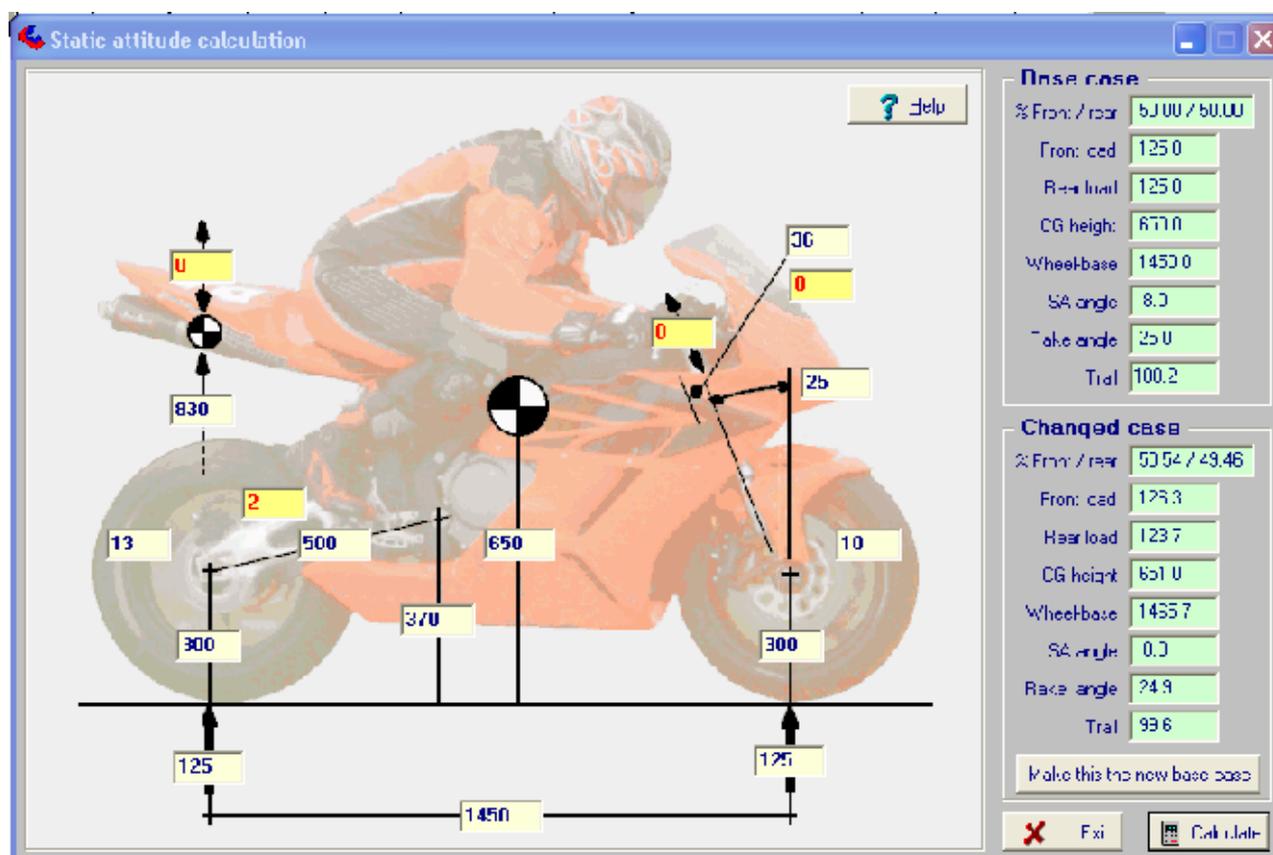
Additionally, there is a small help window available by clicking the “Help” button.

Rear ride height changes (as measured vertically above the rear axle) and adjustment to the fork sliders position can be entered into the bright yellow fields. A positive value at the rear represents an increased ride height setting. A positive value at the forks represents the fork sliders being raised in their clamps. Therefore, positive values for either value lead to a pitched forward change of attitude.

There are addition bright yellow fields for the addition or removal of chain links and also for changes to fork clamp offset.

On clicking the “Calculate” button various parameters are shown to the right. Both the base values and the values with the ride height changes made are displayed.

The following illustration shows the effects of adding 2 links to the chain.





Spring calculator

This utility is to help calculate the spring rate when only the dimensional data is known. It makes these calculations for the two most common spring materials, spring steel and titanium. The calculation of spring rates is dependent on the accuracy of the allowance for the end coils and so any calculation should only be regarded as an approximation. Where possible it is always preferable to measure the rate physically.

The screenshot shows a software window titled "Coil spring calculator" with a close button (X) in the top right corner. On the left, there is a diagram of a spring with labels for "Outside diameter" and "Wire diameter". To the right of the diagram are two sections: "Units" with radio buttons for "mm. + N." (selected) and "inches + lbf.", and "Material" with radio buttons for "Spring steel" (selected) and "Titanium". Below these are five input fields: "Outside diameter" (empty), "Wire diameter" (empty), "Number of turns" (empty), "Spring rate" (empty), and "End coi factor" (containing "1.75"). At the bottom right of the input area are "Calculate" and "Close" buttons. A large text box at the bottom of the window contains the following instructions: "Enter data into any three of the upper four data entry boxes and the programme will calculate the missing value. This allows you to calculate the spring rate but also to work backwards from the spring rate to calculate one of the other parameters. Note that spring design is a specialist task and this is only meant as a rough guide. The number of turns to be entered should be counted from tip to tip. All good quality suspension springs are flattened and ground on their ends. This has the effect of making the ends of a spring less compliant than the centre section. Experimental results show that an average value for the number of active coils can be found by deducting 1.75 turns from the total number. This value is usually quite close for front fork springs, but will probably need reducing for springs with few turns as typified by mono-shock rear springs. This calculator uses 1.75 turns end coil factor by default, but this can be changed by the user as necessary."



CG height

Centre of Gravity height

The CG height is an important parameter needed for the analysis of motorcycle setup. There are various ways to measure this but most need facilities outside of those readily available.

The simplest is to weigh each end of the machine when level and when lifted onto a block at one end. This calculator will then calculate the CG position. You can toggle the calculator depending on whether you raise the front or rear of the motorcycle. It is usually easier for the rider to raise the front end.

A help window is built into the screen, and warnings are given if input data is not mutually compatible.

This calculates the CoG location of a motorcycle

It is required that the weight on front and rear wheels be measured with the bike on a horizontal surface and again with one wheel lifted onto a block. The higher this block the better the accuracy.

IT IS VERY IMPORTANT THAT THE WEIGHT DATA IS TAKEN WITH THE WHEELS FREE TO ROTATE. THE BRAKES MUST NOT BE APPLIED.

Data required:
Radius of each wheel.
Wheelbase.

Weight distribution

Front 52.0 %
Rear 52.0 %

CG position

CG height 508
CG front/rear axle 725.0

Front lifted
 Rear lifted



Rake and trail calculator

Enter data into any three of the four data entry boxes, click on “Calculate” and it will calculate the fourth parameter. For example, if you know the required rake and trail values and wheel size then it will calculate the required offset necessary to give those values.

Motorcycle front geometry calculator.

This is to calculate the missing value in a set of four, given the other three.

The castor/rake angle must be entered in degrees from the vertical (not radians).

The linear dimensions can be in any units, as long as all three use the same. (e.g. all in mm. or all in inches, etc.)

To use, just enter values for the three known parameters, and then press the calculate button. The missing value will then be entered by the computer.

If you enter all four parameters then an error message will be displayed. Be sure to leave one entry box completely empty. A zero is not the same as empty.

There are two trail values (real and ground). The "real trail" is not available as input.

Castor angle (deg.)

Yoke offset

Tyre rolling radius

Ground Trail

Real Trail



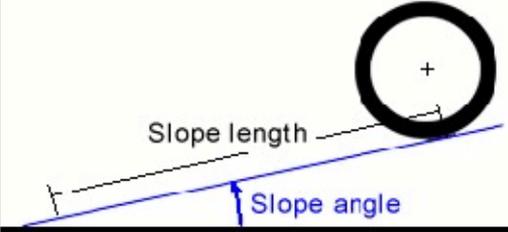
Wheel moment of inertia calculator

The wheel moments of inertia are used in the calculation of the squat and dive characteristics, and the sag etc. under braking and acceleration.

This calculator is really three in one. It can calculate for three different methods of physical measurements. This theme is covered in more detail in the section on measuring the motorcycle.

Wheel Moment of Inertia calculator

The period is the time for the wheel to traverse the slope length, starting with the wheel stationary.



| | Front | Rear |
|---------------------------------------|----------------------|----------------------|
| Wheel weight- Kgf. | <input type="text"/> | <input type="text"/> |
| Slope length - m. | <input type="text"/> | <input type="text"/> |
| Total period - secs. | <input type="text"/> | <input type="text"/> |
| Slope angle - deg. | <input type="text"/> | <input type="text"/> |
| Moment of Inertia - Kg.m ² | <input type="text"/> | <input type="text"/> |

Close Update project Calculate

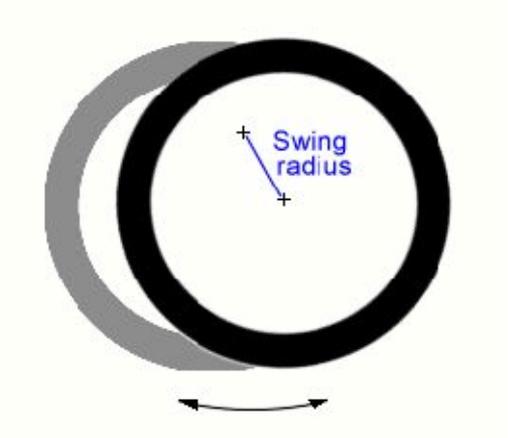
QUICK HELP.

This calculator determines the polar moment of inertia of the wheels and tyres, by any one of the 3 methods described in the User's Manual.

1. Let the wheel swing like a pendulum and measure the time for several complete swings, say 20 for example.
2. Let the wheel roll down an incline of about 10 to 15 degrees, and measure the time to traverse a known distance, starting from stationary
3. Fix a small pulley to the wheel and use a known weight on the end of thin cable to accelerate the wheel. Measure the time period to complete 2 or 3 complete revolutions, starting from stationary.

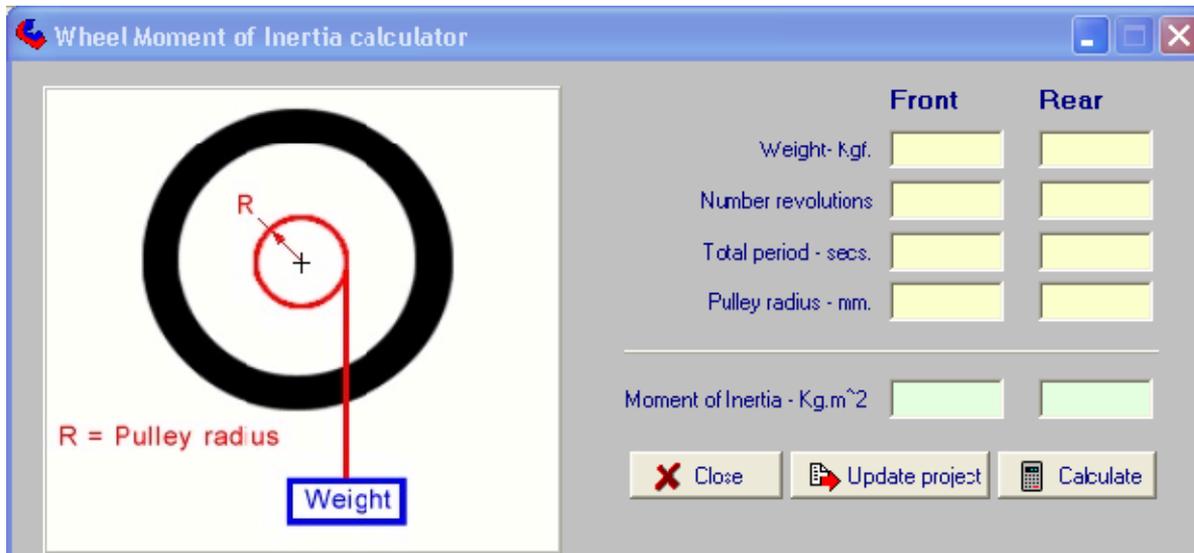
The results are expressed in Kg.m²

Wheel Moment of Inertia calculator



| | Front | Rear |
|---------------------------------------|---------------------------------|---------------------------------|
| Wheel weight- Kgf. | <input type="text"/> | <input type="text"/> |
| Number cycles | <input type="text" value="20"/> | <input type="text" value="20"/> |
| Total period - secs. | <input type="text"/> | <input type="text"/> |
| Swing radius - mm. | <input type="text"/> | <input type="text"/> |
| Moment of Inertia - Kg.m ² | <input type="text"/> | <input type="text"/> |

Close Update project Calculate





Whole bike trim

This feature brings the front and rear suspensions into a complete motorcycle for analysis. Various loading conditions can be tested and the steady state trim calculated.

The initial data is loaded from the Misc data window on the opening screen, and the rear suspension and front suspension windows (any changed data in the squat and attitude screens is ignored). Clicking the Show data button shows all the data in use and lets you change some, as described in the next section.

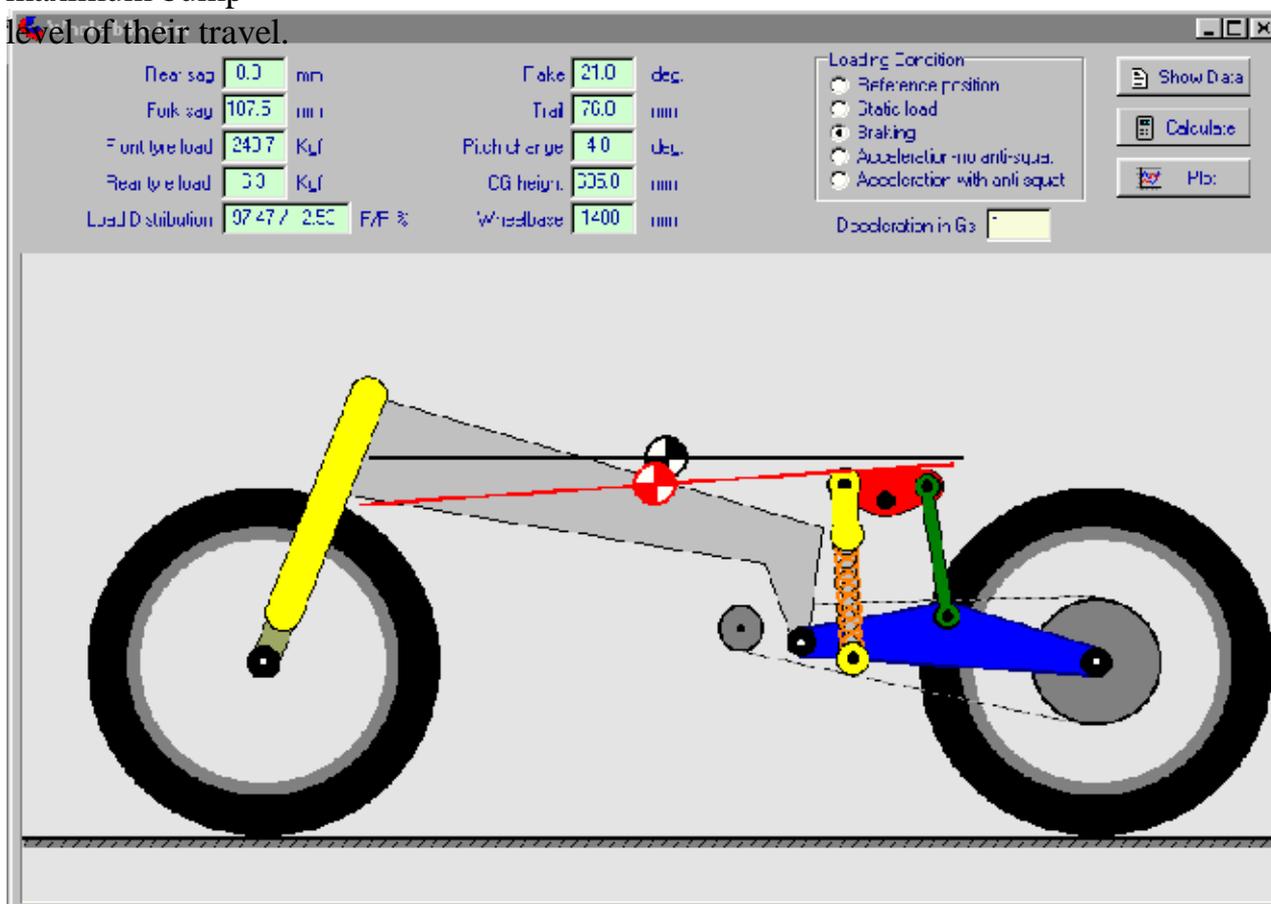
The data entry method for the rear suspension shows the rear wheel off/under the ground level if there is some tolerance or error in the dimensional data. In the whole bike analysis the fixed coordinates (SA pivot height and frame mtg. of shock and rocker etc.) are adjusted to place the wheel on the ground. These coordinates will remain changed when you return to the rear suspension screen.

The whole bike graphic is drawn for 5 selectable conditions, in order to help visualize the attitude change the CG position and a line showing pitch angle is superimposed over the same for the reference position which is wheels just on ground with both suspension fully extended. The fourth case, "Acceleration with no anti-squat" effect is only included for reference, it does not represent a realistic case, but shows just what effect the anti-squat has when compared with the real case.

The attitude calculations assume a perfectly smooth road and are for low speed acceleration and braking. At higher speeds the attitude is affected by the aerodynamic drag value and general aerodynamic properties of the machine which are not usually known.

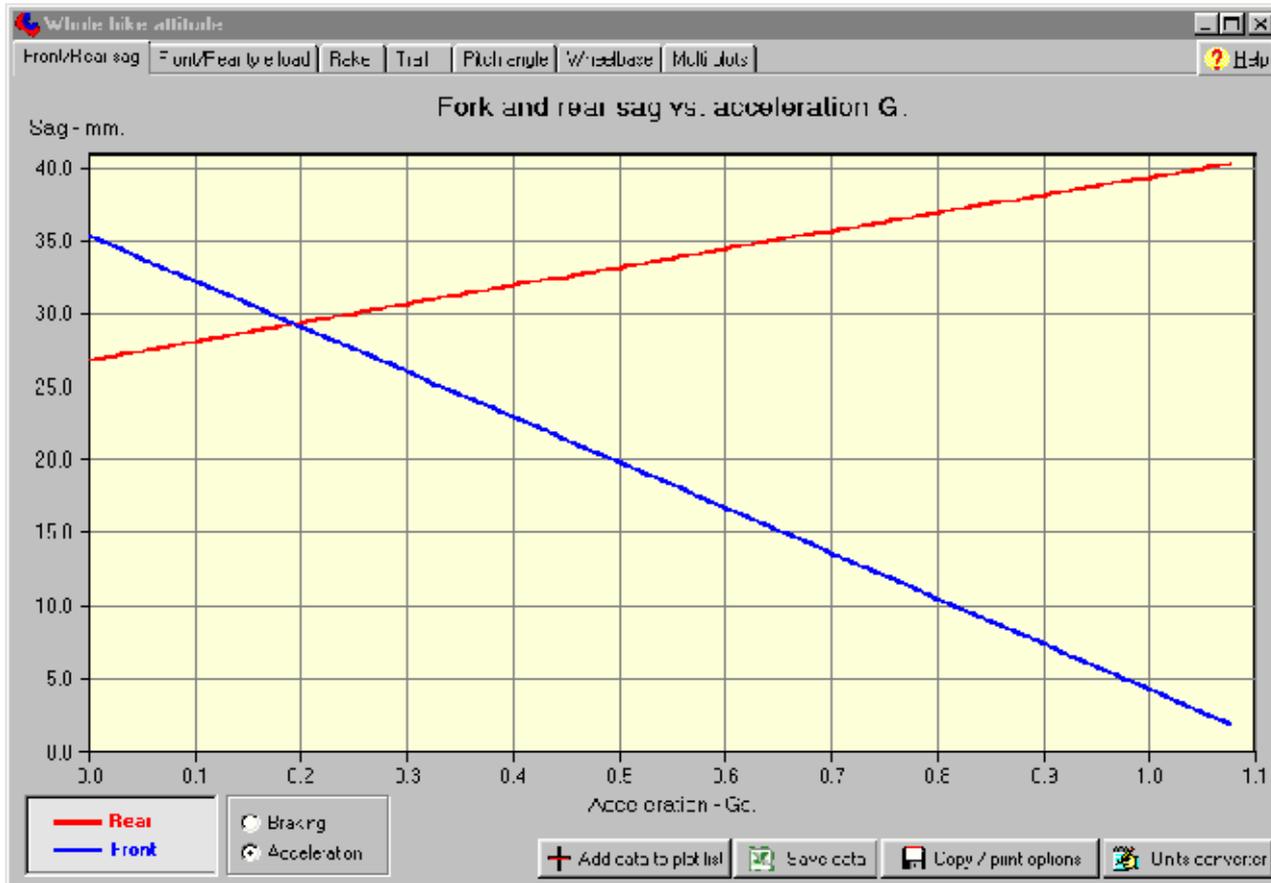
Warnings are given if the setup being analyzed cannot withstand the specified acceleration/braking level without

looping. There are additional warnings to let you know when the shock/forks have reached the maximum bump level of their travel.



Plots are available showing various parameters plotted against braking and acceleration G. The maximum value of G plotted is the limit at which looping will occur unless the rider reduces the braking or acceleration. In general this limit will be slightly different for the braking and acceleration cases. The looping limit is reached when all load has been transferred off one tyre.

The rear sag value is that for a point vertically above the rear axle. The front sag is that of the forks themselves. A sag value of zero indicates that the suspension has topped out.



The “Save data” button will allow an .ERD file to be saved which can be viewed and compared in the multi-plotting feature or the programme WinEP.



All of the current project data can be seen in one place by clicking on the “Current data” (also “Show data” from within the whole bike screen) button. Where some data is show in green and some in yellow. Throughout this software, data in green is read-only and not changable on that screen. Yellow is changable.

Some data on this screen is made read-only because it needs to be checked for integrity by the appropriate parts screen. For example; changing some rear suspension dimensions can only be done on the rear suspension screen because it is very easy to change data elsewhere which might lead to an impossible system.

Project name

| | | | |
|--|--|--|--|
| Miscellaneous Front wheel weight <input type="text" value="-5"/> kg Rear wheel weight <input type="text" value="22"/> kg Front wheel Mcl <input type="text" value="-1"/> kg.m ² Rear wheel Mcl <input type="text" value="1"/> kg.m ² Load on front tyre <input type="text" value="-25"/> kg Load on rear tyre <input type="text" value="-25"/> kg Y coord of CG <input type="text" value="650"/> mm Front tyre radius <input type="text" value="300"/> mm Rear tyre radius <input type="text" value="300"/> mm Rake angle <input type="text" value="25"/> deg Fork offset <input type="text" value="36"/> mm Wheel base <input type="text" value="-450"/> mm X/R axle height ref <input type="text" value="325"/> mm Y/R axle height ref <input type="text" value="750"/> mm Trail <input type="text" value="-00.2"/> mm Wt. Inertia % - F/R <input type="text" value="50.C/50.0"/> | Rear suspension type <input style="width: 100%;" type="text" value="Hooker and link system"/> Swing arm Pivot height <input type="text" value="370.18"/> mm Length (OA) <input type="text" value="500"/> mm xh <input type="text" value="242"/> mm yb <input type="text" value="62"/> mm Suspension unit X coord - fixed end <input type="text" value="84.17"/> mm Y coord - fixed end <input type="text" value="336.20"/> mm Static length <input type="text" value="300"/> mm Maximum stroke <input type="text" value="80"/> mm Spring rate <input type="text" value="120"/> N/mm Spring preload <input type="text" value="3"/> mm Top-out spring rate <input type="text" value="0"/> N/mm Top-out contact <input type="text" value="0"/> mm Custom spring rel. <input type="text" value=""/> Dump stop rel. <input type="text" value=""/> | Hooker and link X coord - pivot <input type="text" value="157.96"/> mm Y coord - pivot <input type="text" value="102.27"/> mm LE <input type="text" value="75"/> mm DF <input type="text" value="75"/> mm FF <input type="text" value="140"/> mm Link length <input type="text" value="225"/> mm Brake orientation <input type="text" value="1"/> Shock on BA <input type="checkbox"/> Xc <input type="text" value="C"/> mm Yc <input type="text" value="C"/> mm Chain/sprockets Pitch <input type="text" value="C.325"/> inch X coord <input type="text" value="1.111"/> mm Y coord <input type="text" value="100.13"/> mm No. sprocket teeth Front <input type="text" value="15"/> Rear <input type="text" value="43"/> | Front fork (single leg) Spring rate in forks <input type="text" value="4"/> N/mm Max. fork movement <input type="text" value="20"/> mm Fork spring preload <input type="text" value="0"/> mm Top-out spring rate <input type="text" value="0"/> N/mm Top-out spring contact <input type="text" value="0"/> mm Extended air volume <input type="text" value=""/> ml Inner fork tube diameter <input type="text" value=""/> mm Extended lex pressure <input type="text" value=""/> bar Custom spring ref. <input type="text" value=""/> Case notes <div style="border: 1px solid gray; height: 50px; width: 100%;"></div> |
|--|--|--|--|



Master data

The purpose of this is fully described in a following section on saving data, and is not repeated here.



The **Print** button enables printing of the data entered into the grid, but also blank data entry sheets, one each for the three different classes of rear suspension system. These sheets are useful for manual entry of measured data when actually measuring in the workshop.

Master data list
Print

Case notes

Honda C3F 600 unit pro link. Scaled from
Honda drawings

Project data
 Springs/stops
 Rear springs
 Bump stops
 Fork springs

File name: C:\Documents and Settings\Administrac\My Documents\Susp

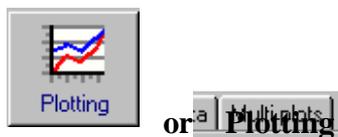
Project name: Inrit pirlink

Suspension type: Detecting rocker and link

Remember click run or exit when the format data is done

Get project file

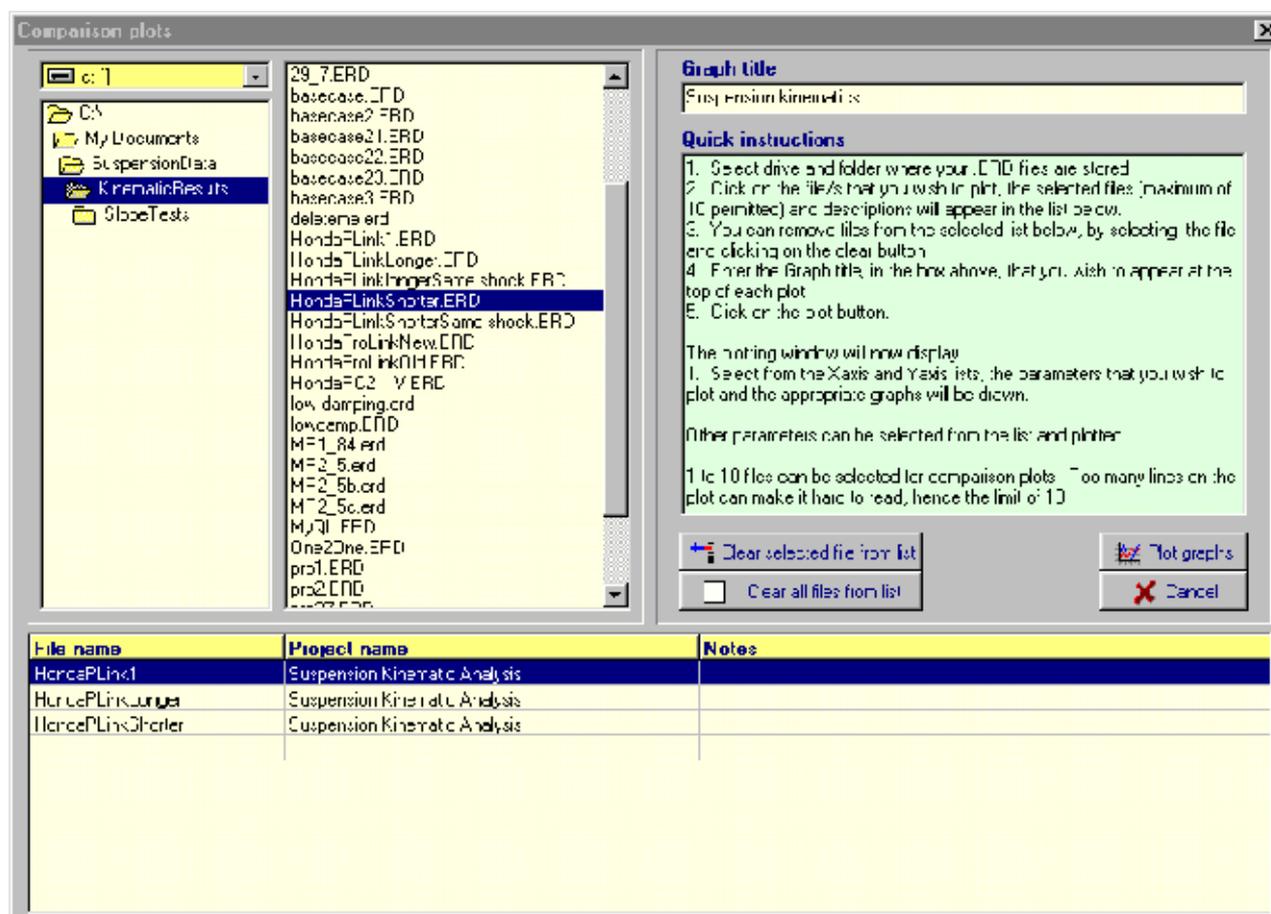
| Parameter | Unit | Base case | Case 2 | Case 3 | Case 4 | Case 5 | Case 6 | Case 7 | Case 8 | Case 9 | Case 10 |
|-----------------------------|-------------------|-----------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|---------|
| Unit prolink | J | Honda CBI | | | | | | | | | |
| General data | | | | | | | | | | | |
| Race | deg | 25 | | | | | | | | | |
| Offset | mm | 36 | | | | | | | | | |
| Wheel base | mm | 1450 | | | | | | | | | |
| Rear tyre load | <g> | 125 | | | | | | | | | |
| Front tyre load | <g> | 125 | | | | | | | | | |
| Rear wheel weight | <g> | 22 | | | | | | | | | |
| Front wheel weight | <g> | 15 | | | | | | | | | |
| Rear wheel Mo | <g>m ² | -1 | | | | | | | | | |
| Front wheel Mo | <g>m ² | -1 | | | | | | | | | |
| Rear tyre radius | mm | 300 | | | | | | | | | |
| Front tyre radius | mm | 300 | | | | | | | | | |
| Xit | mm | 325 | | | | | | | | | |
| Yit | mm | 750 | | | | | | | | | |
| Yeg | mm | 650 | | | | | | | | | |
| Ycg | mm | | | | | | | | | | |
| Rear suspension data | | | | | | | | | | | |
| Pivot height | mm | 435 | | | | | | | | | |
| Oa | mm | 500 | | | | | | | | | |
| Xb | mm | 219 | | | | | | | | | |
| Yh | mm | -91 | | | | | | | | | |
| Xa | mm | 23 | | | | | | | | | |
| Ya | mm | 676 | | | | | | | | | |
| Ext. length | mm | 330 | | | | | | | | | |
| Max. stroke | mm | 60 | | | | | | | | | |
| Spring rate | N/mm | 200 | | | | | | | | | |
| Preload | mm | 0 | | | | | | | | | |
| Top-cut rate | N/mm | 0 | | | | | | | | | |
| Top-cut contact | mm | 0 | | | | | | | | | |
| Custom spring ref. | | | | | | | | | | | |
| Bump stop ref. | | | | | | | | | | | |



or

This opens a selection screen for choosing up to ten saved results files for comparative plotting.

The files must first be saved from the tabular values on the results pages, in ERD format (see following section on saving data).



The window will initially open into the default file save directory. You can navigate to other directories if you saved the files elsewhere. Default is “My Documents\SuspensionData\KinematicResults”

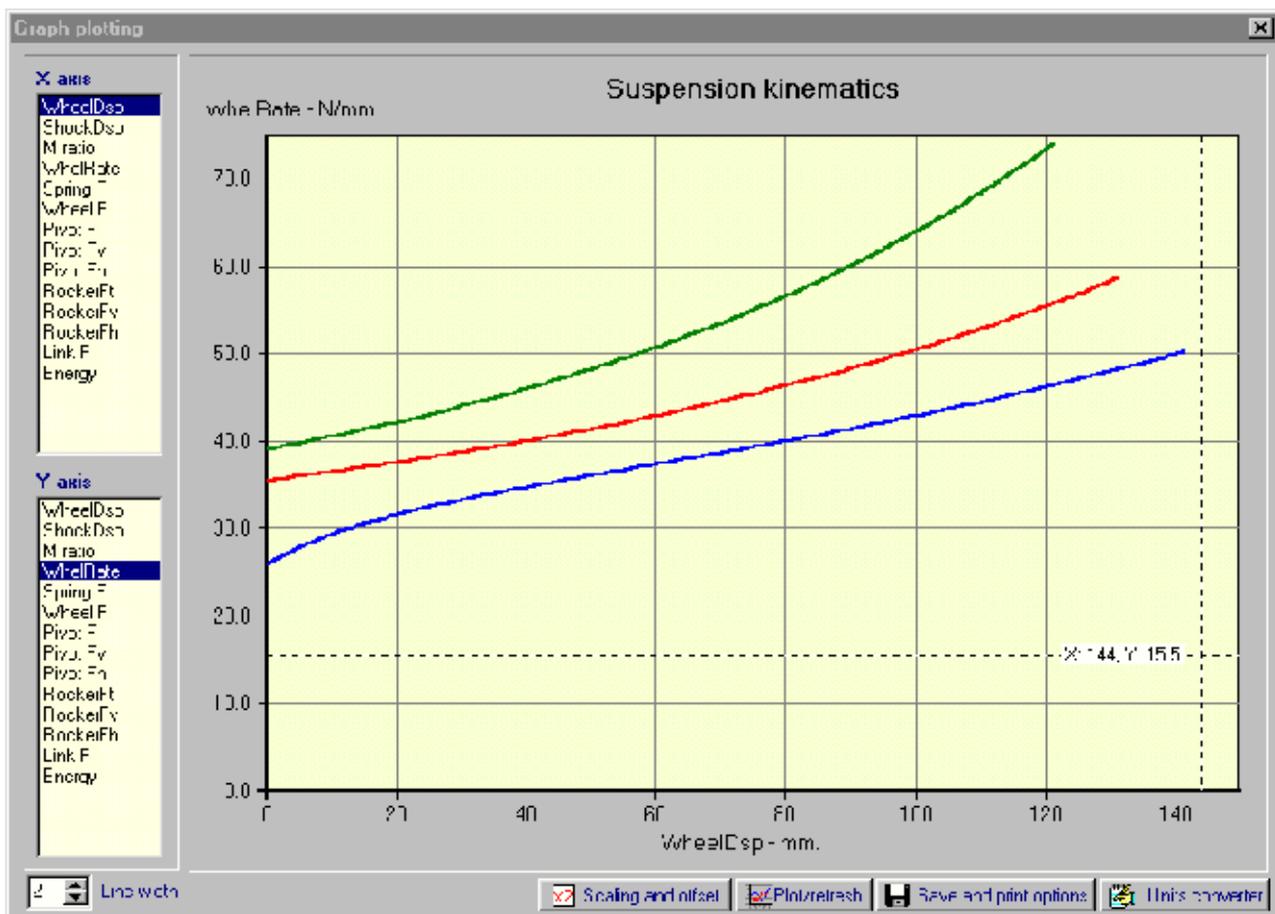
The second column will display a list of saved files. Click on those which you wish to compare (up to a maximum of 10), and they will appear in the plotting list across the bottom. There are buttons to remove files from this list or clear it altogether. Click on the “Plot graphs” button when you have listed the files of interest, 3 in this example.

The plotting window, shown next, has 3 areas.

On the left are 2 lists of the parameters which can be plotted. The top one selects the parameter for the X axis, usually the Wheel displacement or Shock compression. The lower one selects the Y axis. The graphs will change dynamically as you select different plotting parameters.

Along the bottom of the window, are some buttons with fairly obvious significance, except perhaps for the “Scaling and offset”. Occasionally it is useful to be able to scale or offset the data before plotting. For example, if you wanted to see the wheel force curves for different strength springs, normally you would have to change the data and rerun the analysis. With the scaling you could simply scale the plot in the proportion as the rate of the various springs.

The main area on this window is the plotting area which graphs a single parameter from each of the selected files.



On the plotting window, above, the area to the left shows that the wheel displacement has been chosen for the X axis and the wheel spring rate for the Y axis. The 3 graphs show this parameter pair for the 3 files selected from the previous screen.

This multi-file plotting feature is extremely useful and is also very fast and easy to use.

Saving and loading data

There are two types of data that can be saved in the software.

Parametric (project data).
Calculated results.

The parametric data refers to the physical parameters of the motorcycle. For example, rocker dimensions, wheel size, spring rates etc. This data has been centralized under the “Master data” option.

The calculated results are the characteristics of the systems being analyzed such as wheel rate, forces, motion ratio etc.

Parametric (project data)

The data is stored in the concept of a “project”. A project represents all the parametric data for a particular motorcycle layout, consisting of front fork, rear suspension and rake, wheelbase data including any custom springs or bump-stop rubbers used. Up to 10 different configurations of a basic project can be stored in one project file. This is useful, for example, if you analyze the same basic setup with different ride height settings. The parameters for all the settings can be kept together in one file.

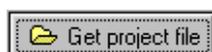
There are times when you will only be working on, say the rear suspension and will not specify any front fork parameters, in such cases a set of default data will be saved for the forks. The reverse is true when you are only working with the front, a simple default rear layout will be saved.

Master data window.

There are buttons to save a project on each the front and rear suspension windows and the initial selection screen. If the data to be saved was originally entered by choosing the front suspension option or that for the rear suspension from the main menu then a new file (new project) will be created, after prompting for a filename and some notes to help with later selection. However, if the project was originally loaded from an existing project file from the “Master data” centre then you will have the option to save as a new project or add the current layout to the existing project – up to a maximum of 10 cases per project file.

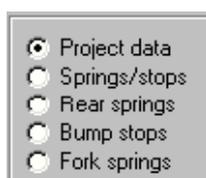
When saving to a project file you will be prompted to write some case notes to describe each case. Make a good job of that because it’ll be a big help when you come back to load a design a few weeks or months later. Choose a column in which you want to save the current project data and double click in that column. If the column is not empty then you will be asked if you wish to overwrite the existing data.

You can activate the Master data window for loading projects from buttons on the main menus and front fork window.

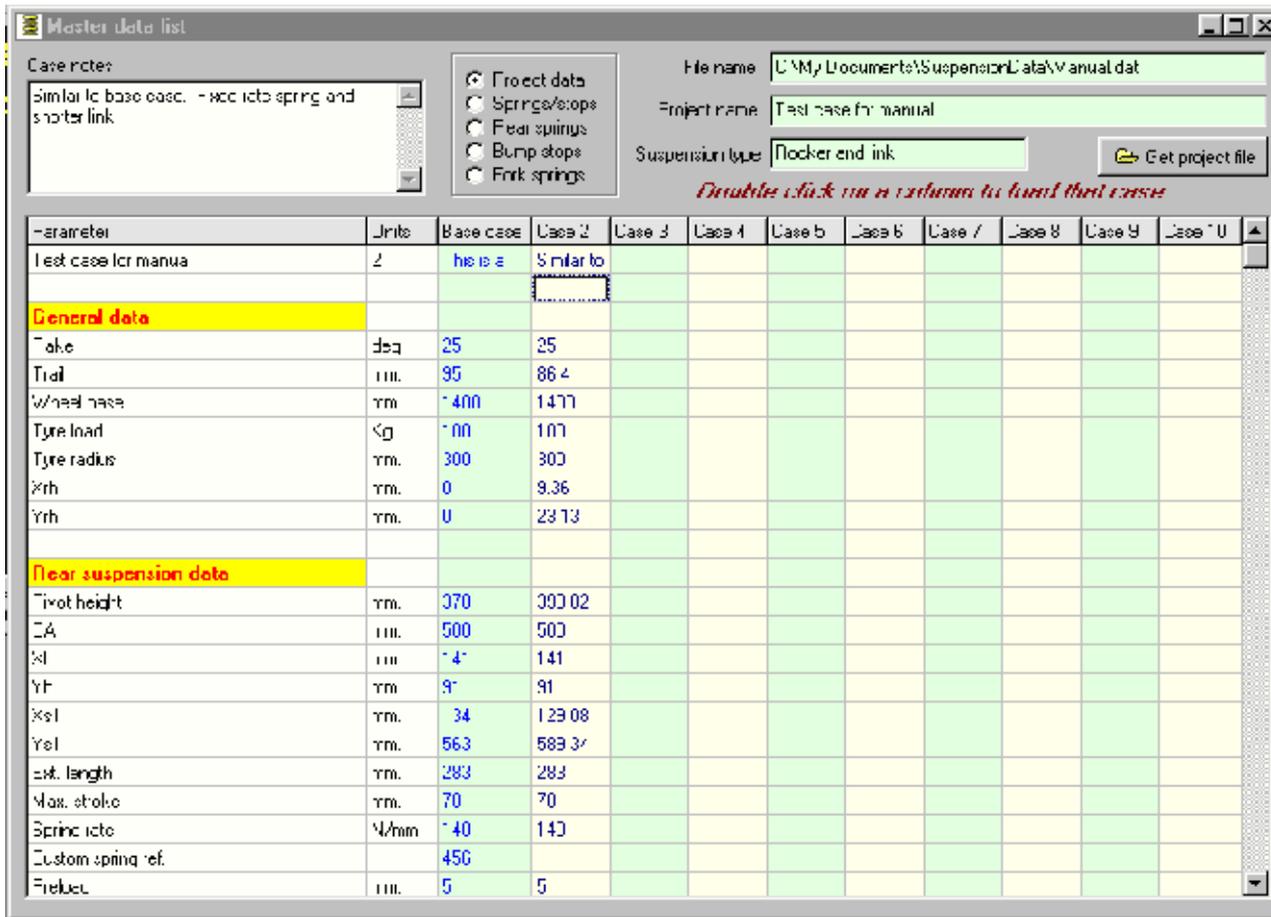


Click here to select a project file to open. Simply double click on the column which contains the desired case to load and the data for that case will be entered into the system.

Data display

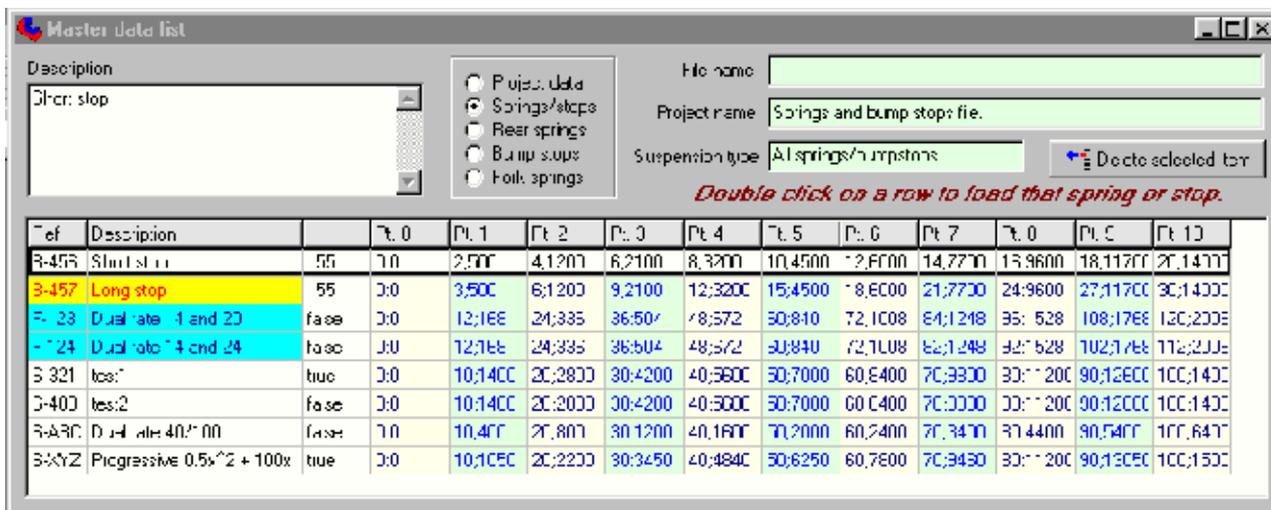


The data display can be toggled between the project data and a list of custom springs and bump stops. “Springs/stops” shows a full list of front and rear custom springs as well as any bump-stops. They are colour coded and grouped to help identification as shown below. Bump-stop rubbers are pre-fixed with a “B”, fork springs with “F” and rear springs with “S”. The remaining options show those components separately. Double click on any item to load it into the current project.



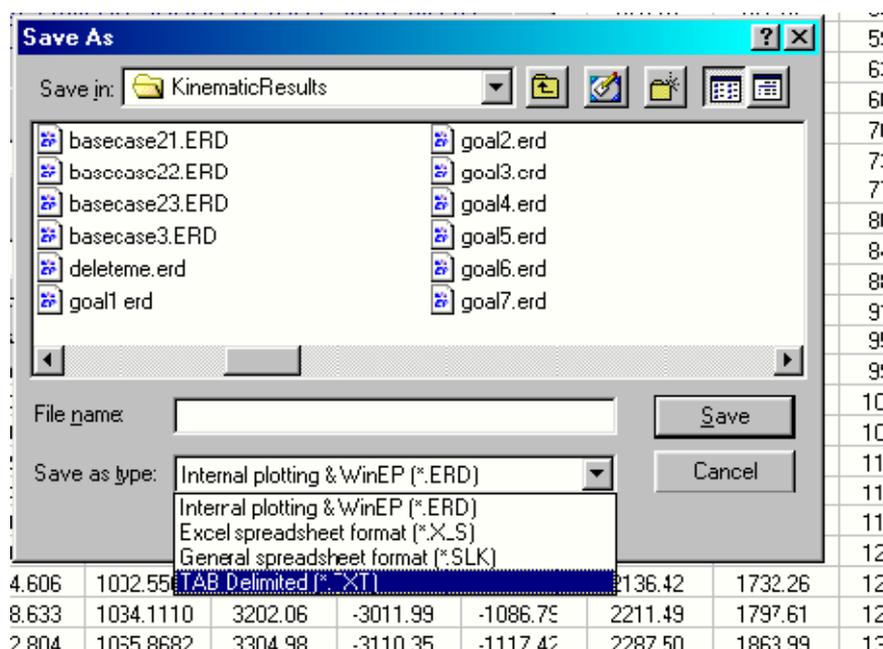
Custom springs (front and rear) and bump-stop rubbers (rear only)

The custom springs and bump stops are all stored together in one file, allowing this to be scrolled as a list for easy selection.



Saving calculated results

These can be saved by clicking on the buttons **which are data** accessible at the bottom of the tabular data page on the rear suspension results window and also the plotting window of the whole bike trim feature.



There is a choice of file formats available, allowing the data to be imported into spread sheets or other external analysis programmes when thought necessary. The default file extension is .erd, which is the required format for the internal multi-plotting feature as well as WinEP.

This is the file format for the freeware programme WinEP (Windows Engineering Plotter). Which is included on the distribution CD for the suspension software. WinEP is an excellent and flexible plotter for X-Y data, which allows the concurrent plotting of data from several files. This is particularly useful for overlaying the results of different suspension set-ups for comparison purposes. Scaling and zooming are easily accomplished. This can be done with Excel but it is much more tedious. A PDF user's manual for WinEP is included in the Docs folder. After saving data to an ERD file, it is only necessary to double click on the required ERD file to open it into WinEP. The opening screen shows a list of output parameters which can be plotted. Select those required and select "plot". Consult the WinEP PDF manual for more advanced features.

WinEP can be used to analyze data from other sources also. It is only necessary to create an ERD file in the format described in the manual.

WinEP is freeware and is now included in the install package as a service to users purely on an "As-Is" basis and does not form part of the paid-for content, no responsibility is accepted for any incorrect functioning. It is being distributed with the permission of the authors at the University of Michigan. The latest version should always be available at www.trucksim.com/winep/winep.zip

The in-built graphing module for comparing the results from different configurations largely supersedes the need for WinEP in this application. However, it is included as a useful tool.

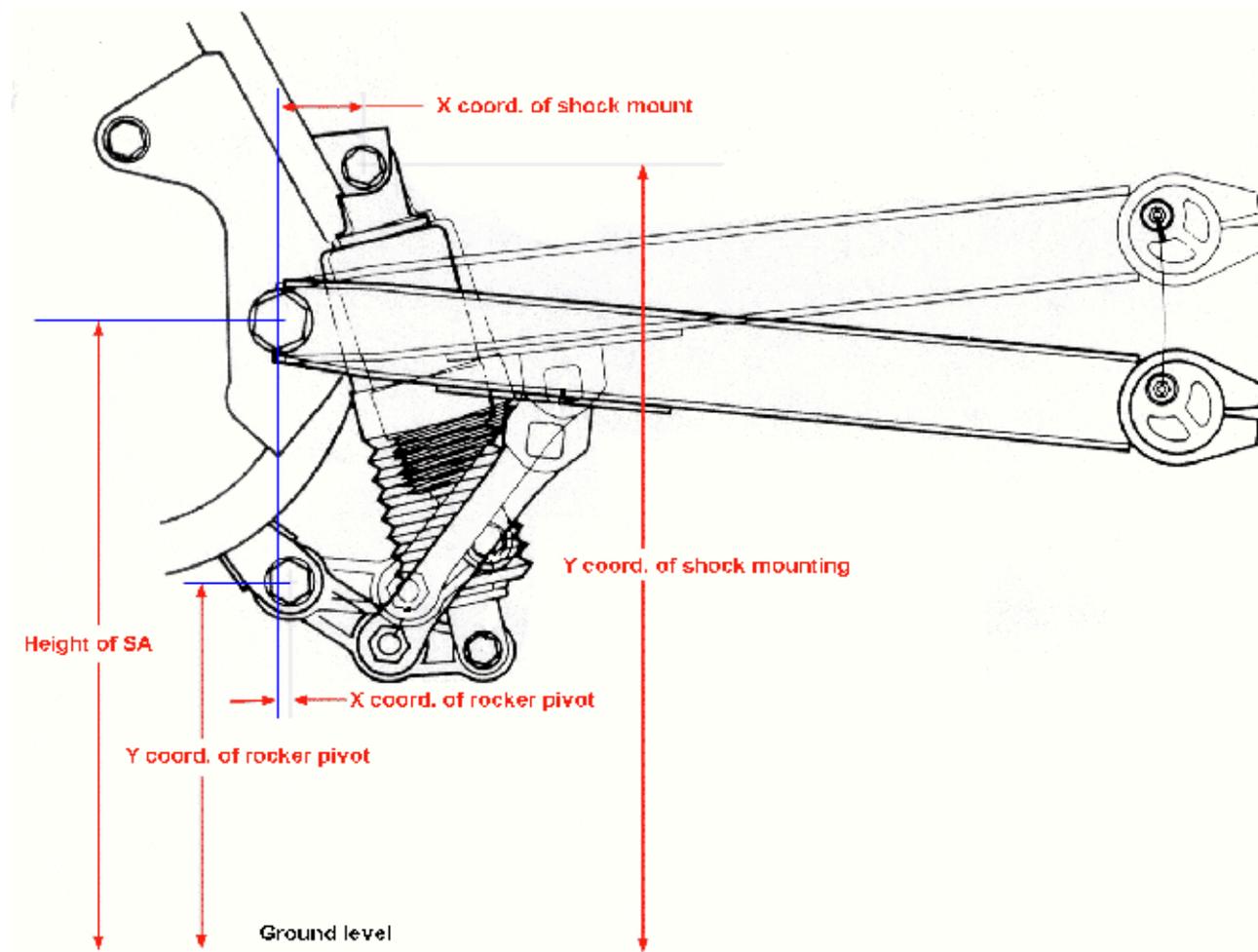
Measuring the motorcycle

Before we can analyze anything we have to make a few measurements. There are several methods that could be used to do this, but this software employs a measurement philosophy that reflects the physical reality and tends to show up measurement errors and mis-typing of the input data.

Measurement reference

With any vehicle set-up measurements, it is necessary to have a reference base. Some people recommend the static loaded position, but this cannot be considered as a fixed reference because it will vary depending on rider weight and fuel load just to mention 2 variables. This software is based around the reference being with the suspension fully extended at both ends of the bike, with the tyres just touching the ground. The calculated output data are considered as being relative to this initial reference position.

The mounting points on the main frame are regarded as fixed and are entered as X and Y co-ordinates. The ground is taken as the origin for the Y co-ordinate, and the vertical line through the swing-arm pivot is taken as the X origin. Points to the rear of the pivot are positive and those to the front are negative. The other suspension components, such as the shock, link and rocker are considered as separate pieces and are input as such without regard to their final co-ordinates, which are calculated internally.



The example above of a Kawasaki Uni-trak has three mounting points on the frame.

- Swing-arm pivot.
- Top mounting of shock.
- Rocker pivot.

The sketch shows the significance of the co-ordinates required by the software. These dimensions should be measured with the motorcycle supported such that both front and rear suspensions are extended and with the tyres just touching the road surface.

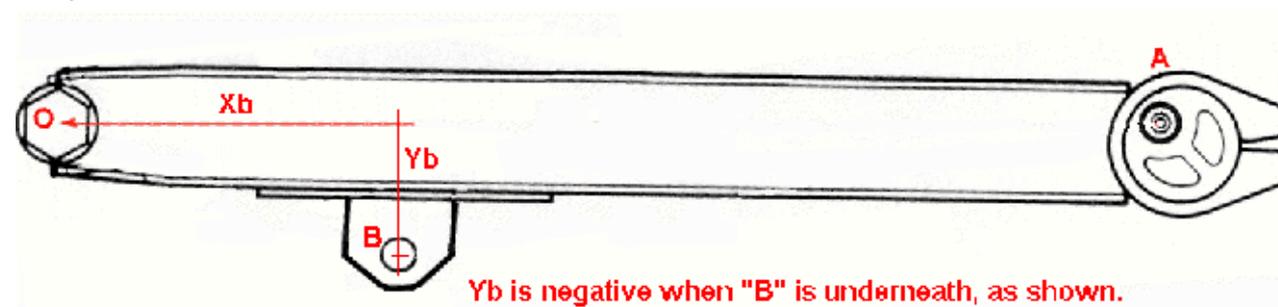
The other components, such as swing-arm, shock, rocker and link are regarded as free pieces and their dimensions are entered without regard to their co-ordinates when fitted to a motorcycle.

Therefore, unless all entered dimensions are compatible, the rear tyre will not appear to be on the ground. This immediately signals an error in the data. If the error in tyre position is small, say less than 2 mm., this probably

indicates that the error is just measurement tolerances, in which case the use of the button, as explained earlier, is the simplest way to bring everything into line. The static height of the rear tyre is shown numerically on the lower part of the animation control area, when the image is shown at full droop.

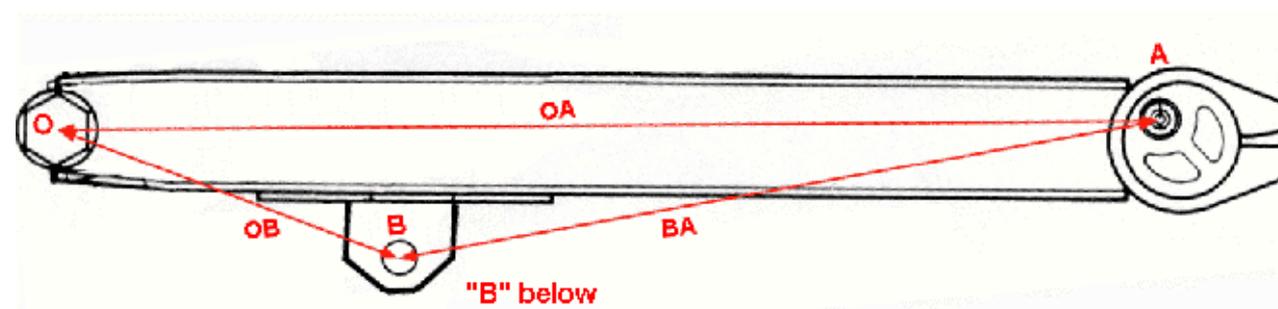
Components

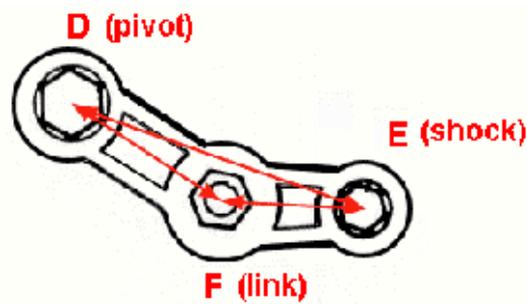
Swing-arm



Using the Uni-trak example from above, this sketch shows how the swing-arm is measured as a separate component to get the data for entry into the programme. In those cases with a rocker system, and where the shock also mounts on the swing-arm, there will be an additional point on the swing-arm to specify. The fly-out help screens show how this is done.

The following sketch shows the “Alternative” method of measuring. In some cases this may be the easiest way to measure but requires additional measurements if you wish to try the suspension calculations with the wheel position altered for chain adjustment.



Rocker

The rocker from the same example. Also measured as a separate component.
The shock and link are characterized by their length only, which is self evident and not shown here.

Moments of Inertia of the wheels and tyres

These values are used in the calculation of the squat and sag values, under acceleration and braking conditions. The accuracy of the MoI values do not have a large effect on the squat and sag values, they are just a refinement to the calculations not a major part. In many cases the MoI values will not be available, if you do not have this information, use the value -1 , which loads default values into the calculations based on typical wheels according to their weight. These default values will normally be sufficient.

It is not difficult to measure the actual moments of inertia and there is a three in one MoI calculator built into the software. There are many different ways of doing these measurements depending on the facilities available, but these calculators do the hard work for three simple methods of measurement. They can be described as:

1. Swinging pendulum
2. Rolling down an incline
3. Pulley and weight

These methods will be described in detail.

Swinging pendulum

The previous photos show how the wheel needs to be mounted off centre such that it can swing from side to side about an axis defined by the supporting bar. In cases where there is no convenient symmetrical supporting locations (rear wheels and single disc fronts), the wheel can be supported by the bar just under the rim section.

The distance between the swing axis and the axle centre needs to be measured. The wheel should be slightly

displaced to one side and allowed to swing back and forth like a pendulum. Measure the time required to

complete a number of complete cycles, 20 for example to reduce the effect of timing errors. A swing amplitude of

+/- 5 degrees is quite sufficient.

This method has the advantage that only the minimum of equipment is needed to do the

Rolling down an incline measurements. Apart from a watch, weighing scales and a ruler or vernier calipers, a bar strong enough to support the wheel without excessive flex (10 mm. diameter is usually sufficient) and some means of supporting the bar horizontally is all that's necessary.

a simple incline from wooden board thick enough not to bend under the weight of the wheel, but 2 metres length at an

incline of 10 degrees is about the minimum necessary to achieve sufficient timing accuracy. 3 metres at 15

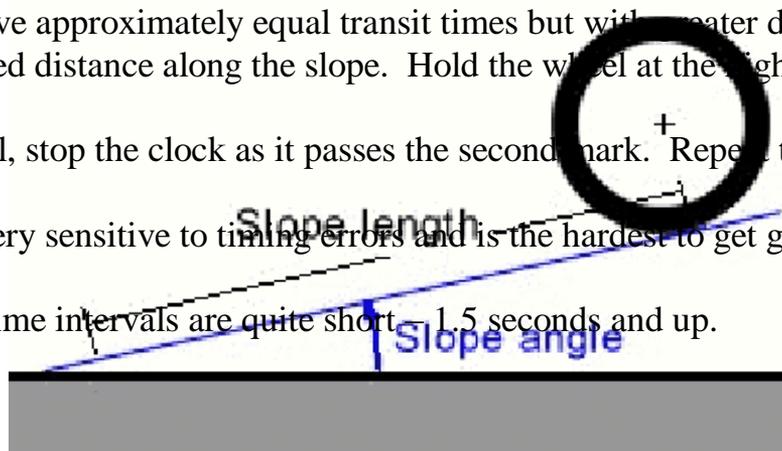
degrees would give approximately equal transit times but with greater directional stability.

Mark out a defined distance along the slope. Hold the wheel at the higher mark and start timing at the moment of

freeing the wheel, stop the clock as it passes the second mark. Repeat this several times and average the times.

This method is very sensitive to timing errors and is the hardest to get good timing because, unless a long incline

is available, the time intervals are quite short – 1.5 seconds and up.



Pulley and weight

Probably the most accurate method of the three, but requires a little more preparation. A small pulley (about 100

mm. diameter is ideal) needs to be made that can be attached to the wheel concentric with its spin axis. Some

thin cord or flexible cable is wound around the pulley and the free end attached to a known weight (2 kg. for

example). Using this method the wheel can be supported with its own axle, which must be mounted sufficiently

high to allow the weight to fall the equivalent of 2 or more wheel revolutions. Using a pulley of 100 mm. diameter,

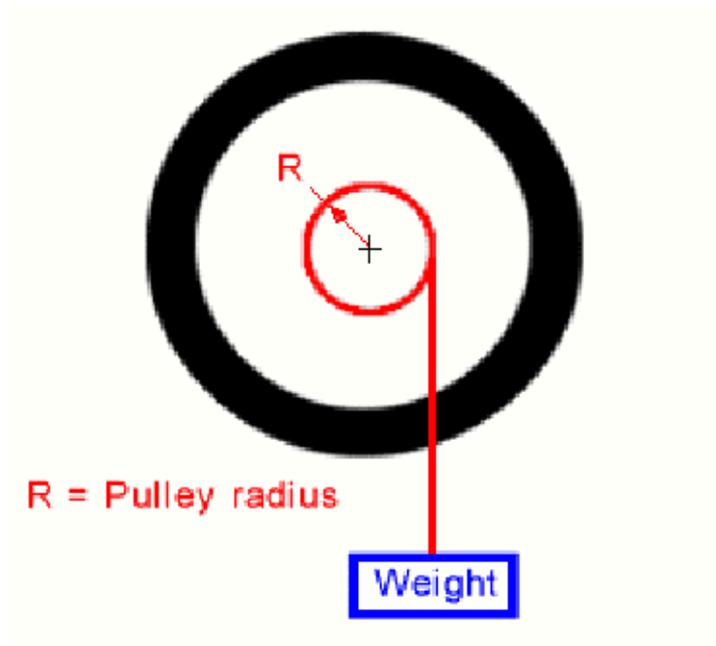
the weight will fall just over 0.3 metres for each revolution.

The pulley should be as light as possible so that it contributes a minimum to the MoI of the wheel, although in most

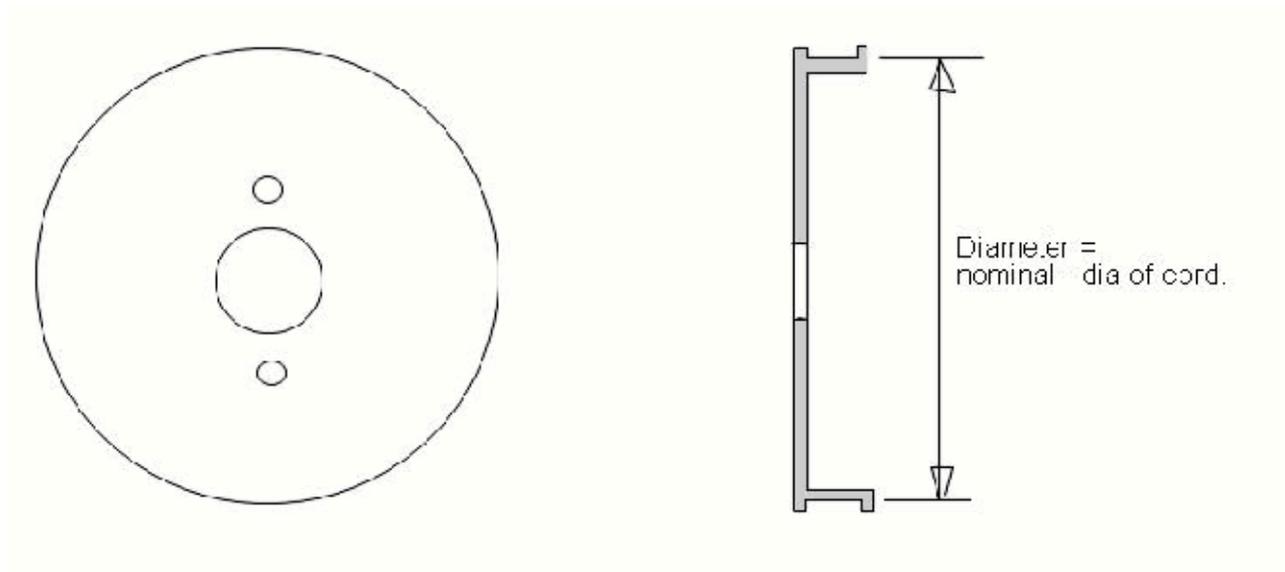
cases it will be a simple matter to calculate its own MoI and subtract from the overall value, but this is usually not

necessary.

Layout of pulley and wheel



Possible pulley design.



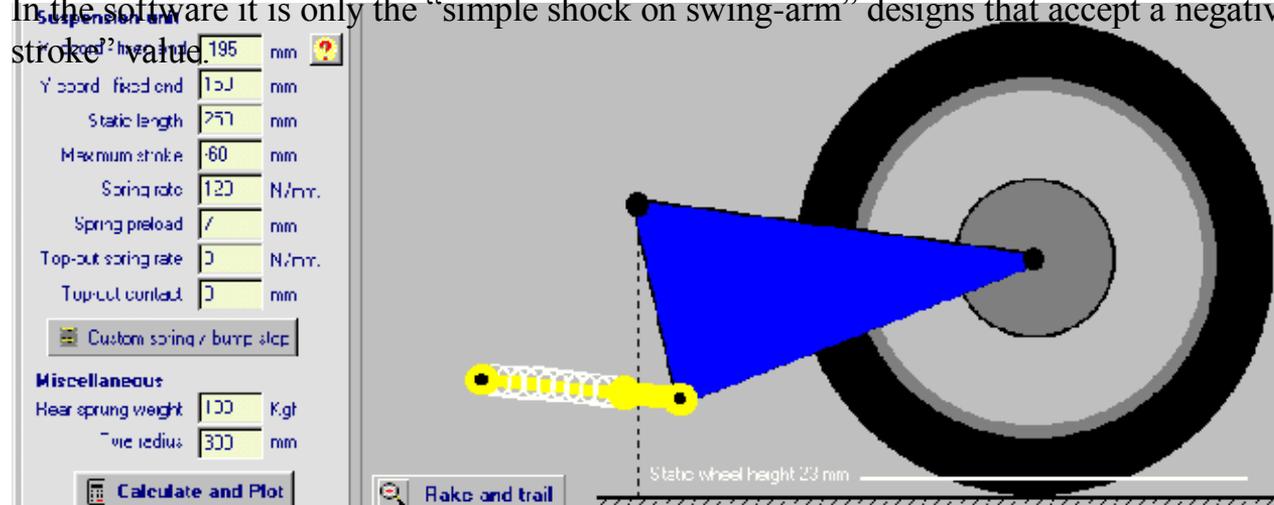
Special notes

Extension shocks

Shocks that are arranged to extend rather than compress when loaded. Some Harley -Davison models use these.

To model these in this software it is necessary to specify the “Maximum stroke” as a negative value as shown below.

In the software it is only the “simple shock on swing-arm” designs that accept a negative “Maximum stroke” value.



Multi-lingual features

From version 4.10, the software structure incorporates features to allow translation into any number of languages. Although it has not been tested with alternative character sets, such as those used in various Asian languages. The translation files are in text format and are external to the software itself, this makes it very easy to add more translations and enables users to make their own translation files if required. The base software remains the same, regardless of the language in use. As few or as many language files, as required, can be present in a single installation of the software and switching between languages can be done with the programme running. If no language files are present then the programme will display all text in English. If one language file is present then the translations in that file will be loaded without user action. When two or more language files exist in the same directory as the software, then a drop-down list will be displayed as follows, in the lower right hand side of the opening screen:



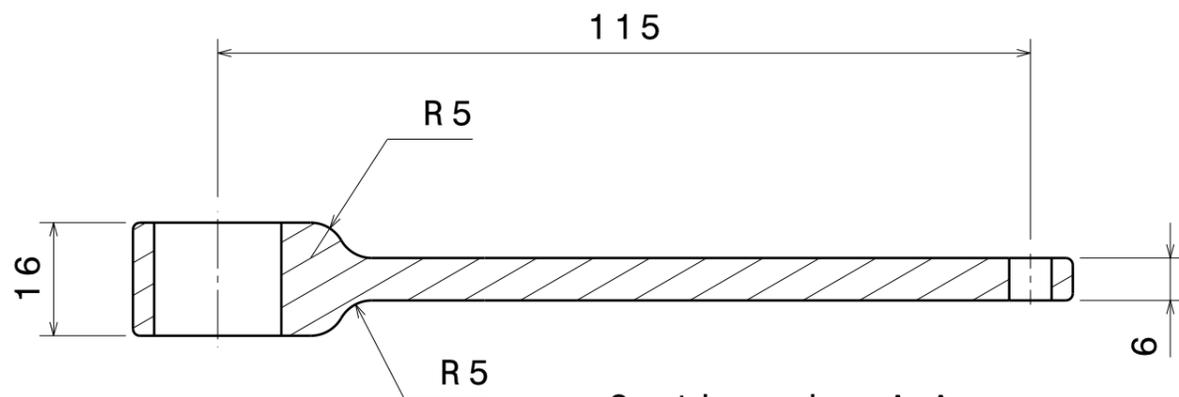
Anyone interested in creating a translation for a particular language should send an email to info@tonyfoale.com and we'll provide all the information necessary.

At time of writing a partially complete Spanish translation file exists in addition to the default English. These are available at no cost by emailing to info@tonyfoale.com.

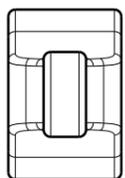
Currently, we have no plans on translating this user’s manual into other languages, but that may change if sales volume to a particular country warrant the work involved.

ANEXO IV

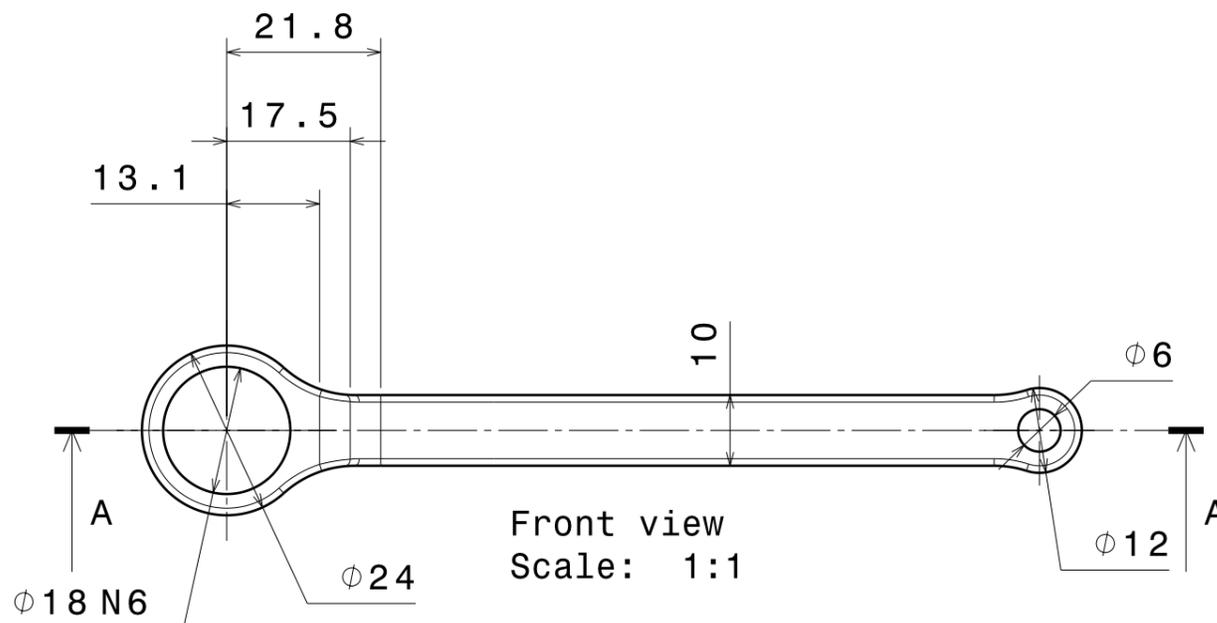
PLANOS



Section view A-A
Scale: 1:1



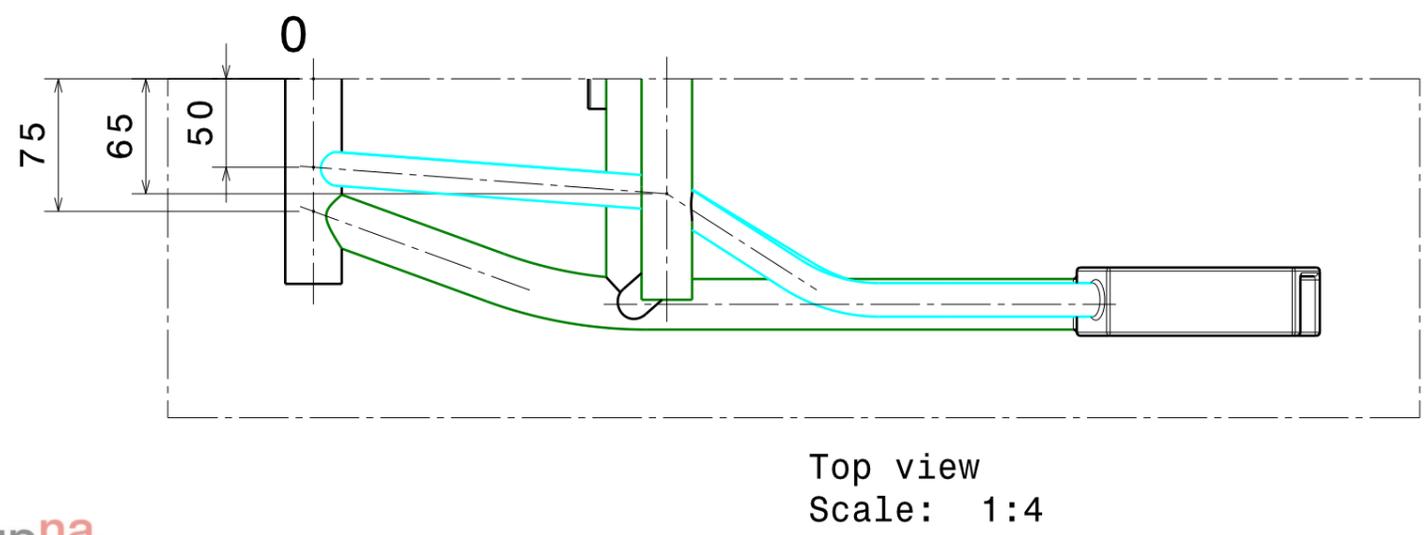
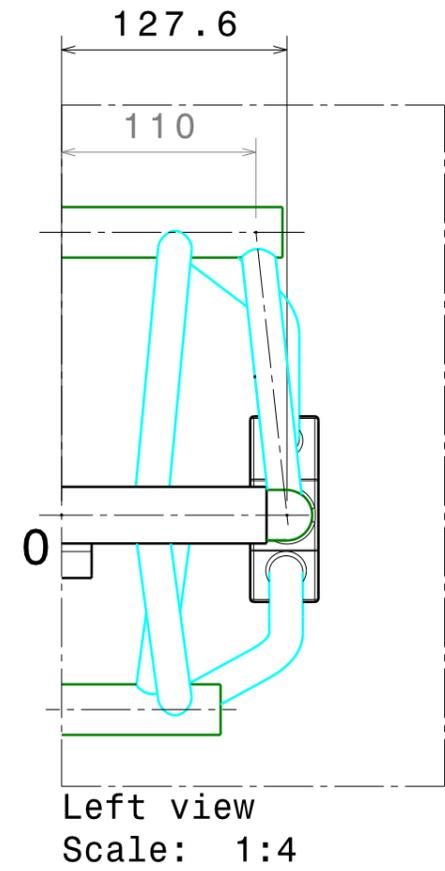
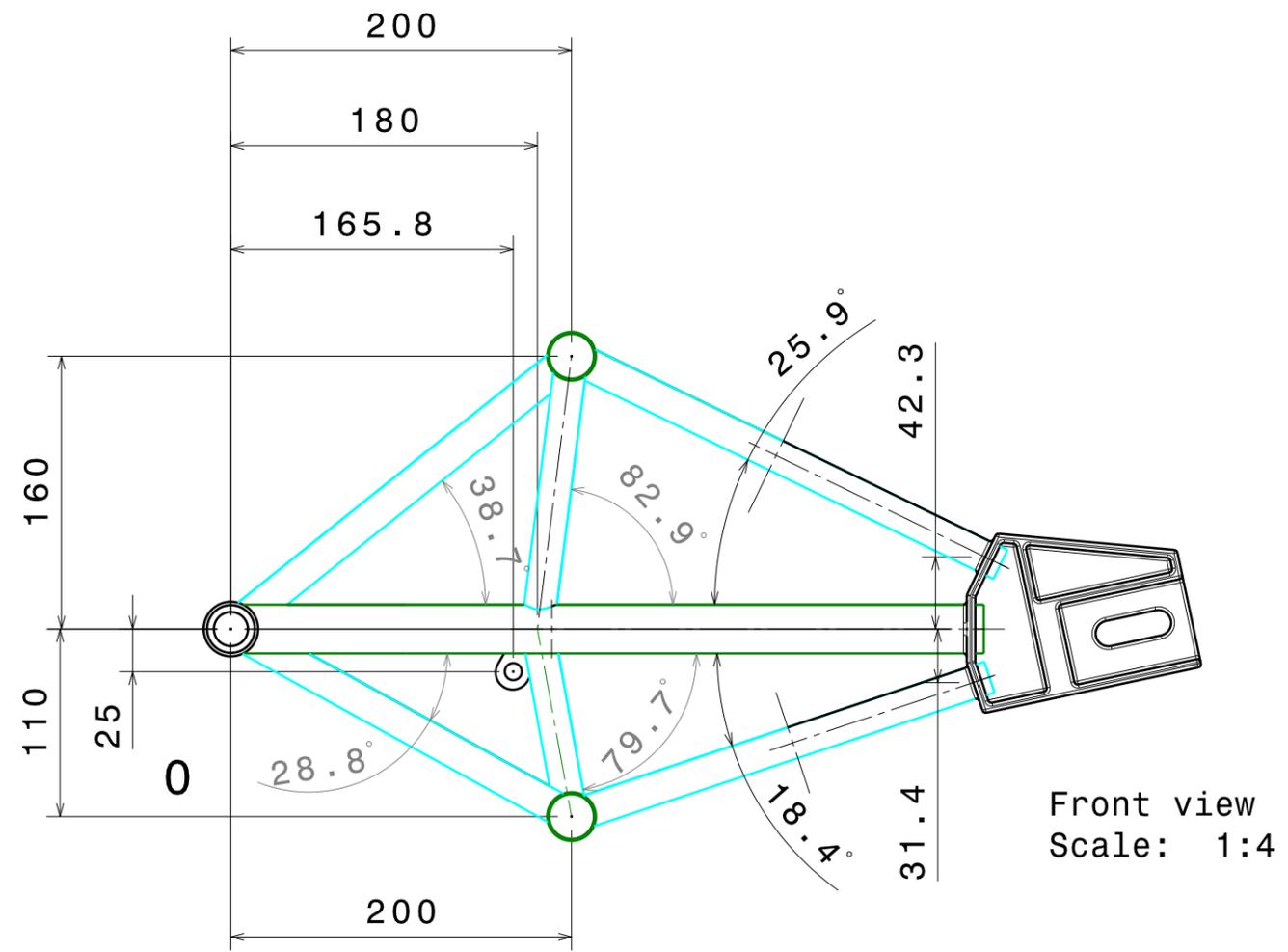
Right view
Scale: 1:1



Front view
Scale: 1:1

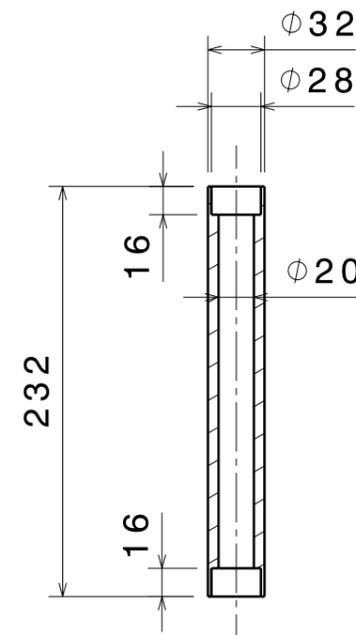
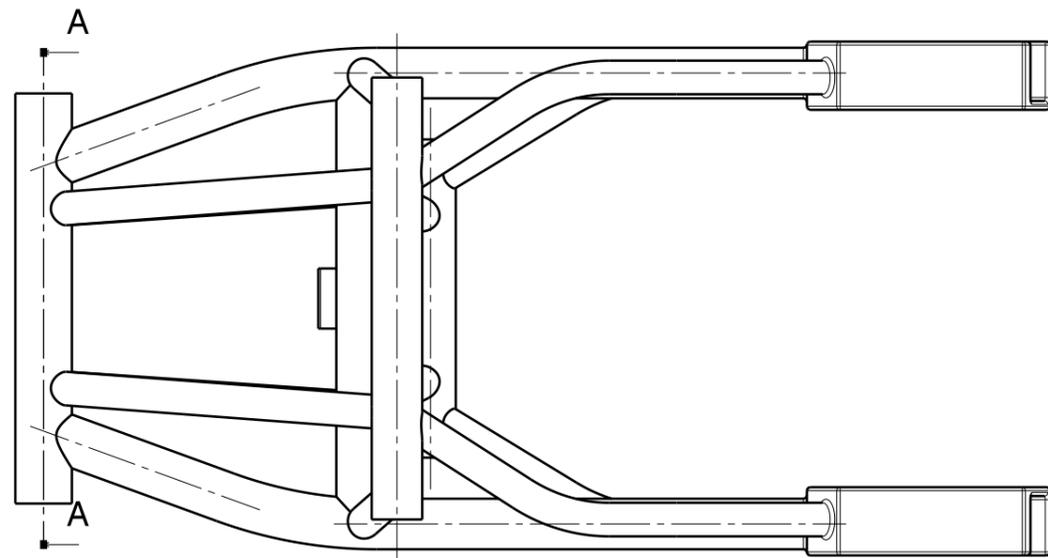
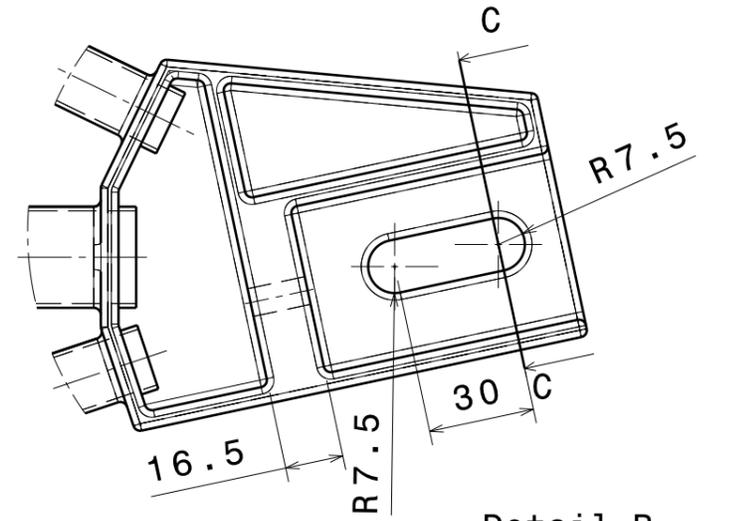
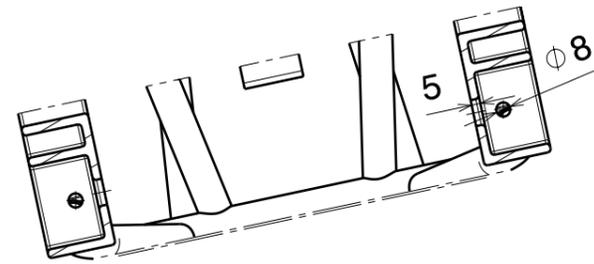
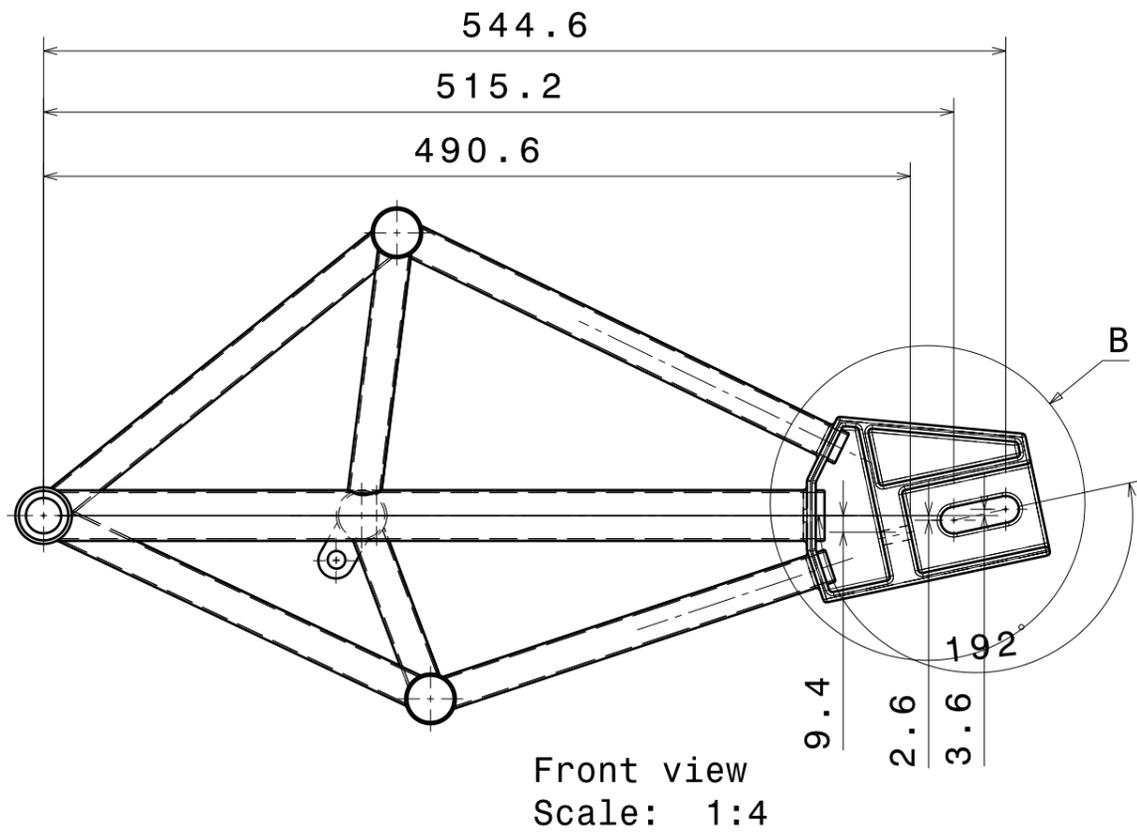
Material link acero.
Matar aristas con herramienta de radio 1mm.
Fabricar 2 PIEZAS

| | | | | | |
|---|---------------------------------|--|---|----------|---------------|
|  | E.T.S.I.I.T | | ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN | | |
| | INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M. | | APELLIDOS, NOMBRE ARTETA ERVITI, XABIER | | |
| PROYECTO MOTOSTUDENT 1 | | | FIRMA | REVISADO | APROBADO |
| PLANO LINK SUSPENSION TRASERA | | | FECHA 30/3/2010 | ESCALA | Nº PLANO 1 |

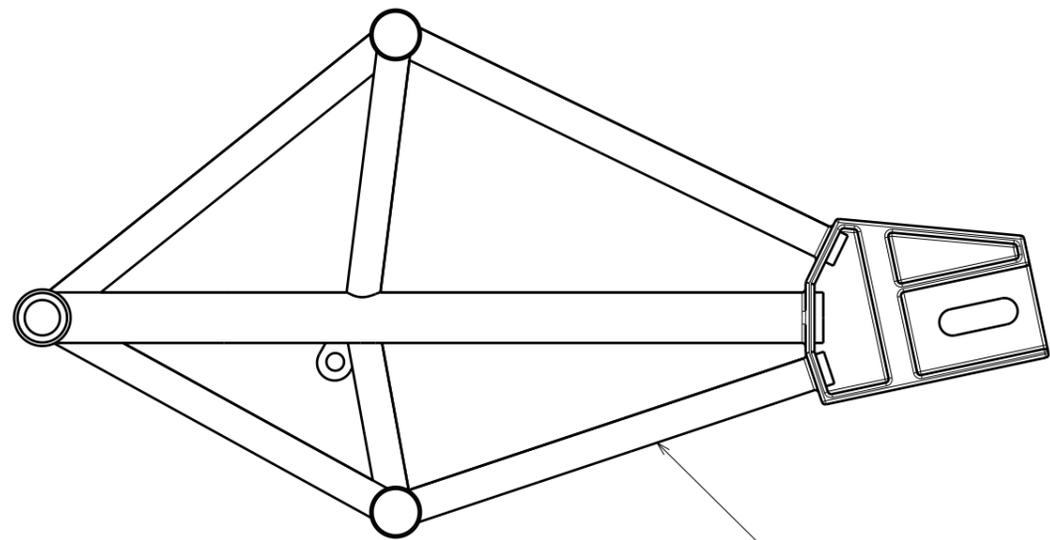


| Color | Diametro exterior | Espesor |
|----------|-------------------|---------|
| Verde | 28,6 mm | 1,2 mm |
| Turquesa | 19,05 mm | 1,2 mm |

| | | | | | |
|--|---------------------------------|---|--------------------|---------------|---------------|
|  Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa | E.T.S.I.I.T | ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN | | | |
| | INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M. | APELLIDOS, NOMBRE ARTETA ERVITI, XABIER | | | |
| PROYECTO | MOTOSTUDENT 1 | | FIRMA | REVISADO | APROBADO |
| PLANO | SOLDADURA DEL BASCULANTE | | FECHA 30/3/2010 | ESCALA 1:4 | Nº PLANO 1 |

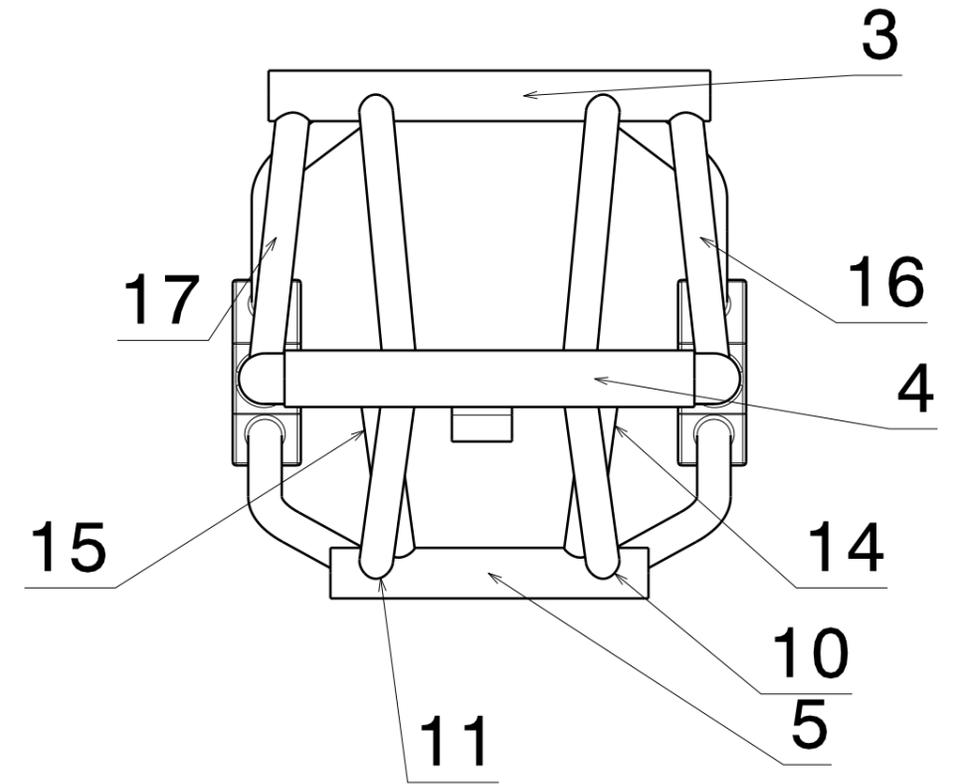


| | | | | | |
|--|---------------------------------|---|--------------------|---------------|---------------|
|  Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa | E.T.S.I.I.T | ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN | | | |
| | INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M. | APELLIDOS, NOMBRE ARTETA ERVITI, XABIER | | | |
| PROYECTO | MOTOSTUDENT 1 | | FIRMA | REVISADO | APROBADO |
| PLANO | MECANIZADO DEL BASCULANTE | | FECHA 30/3/2010 | ESCALA 1:4 | Nº PLANO 1 |

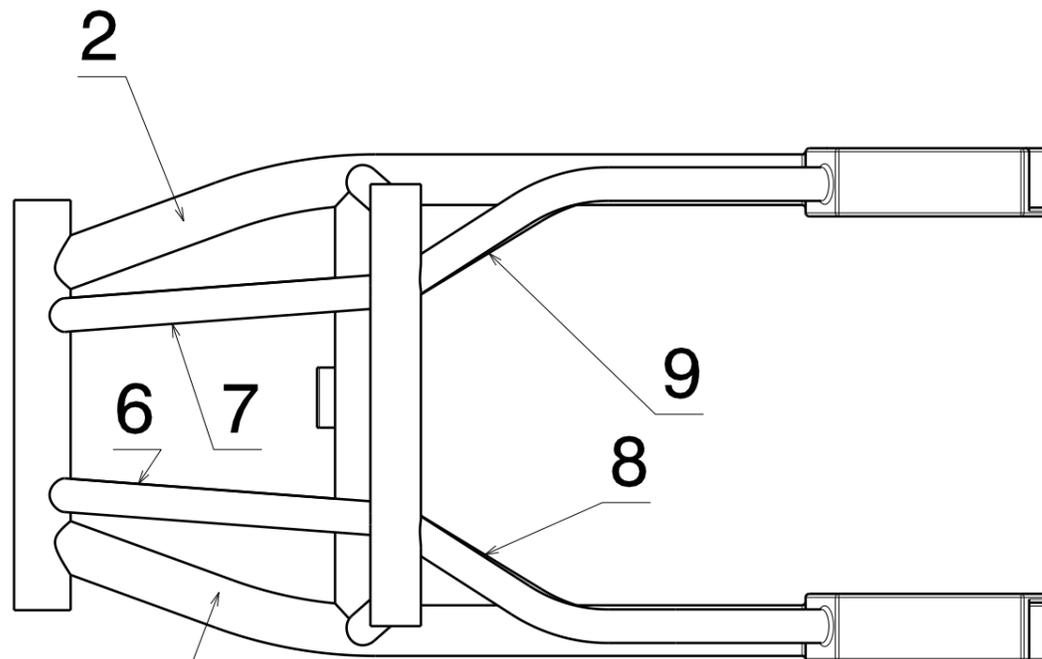


12, 13

Front view
Scale: 1:4



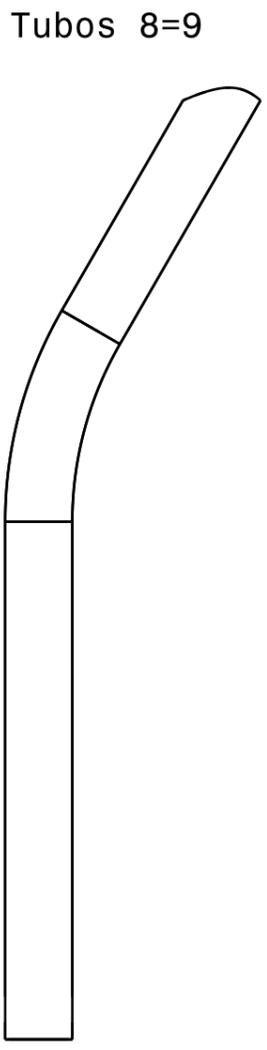
Left view
Scale: 1:4



1

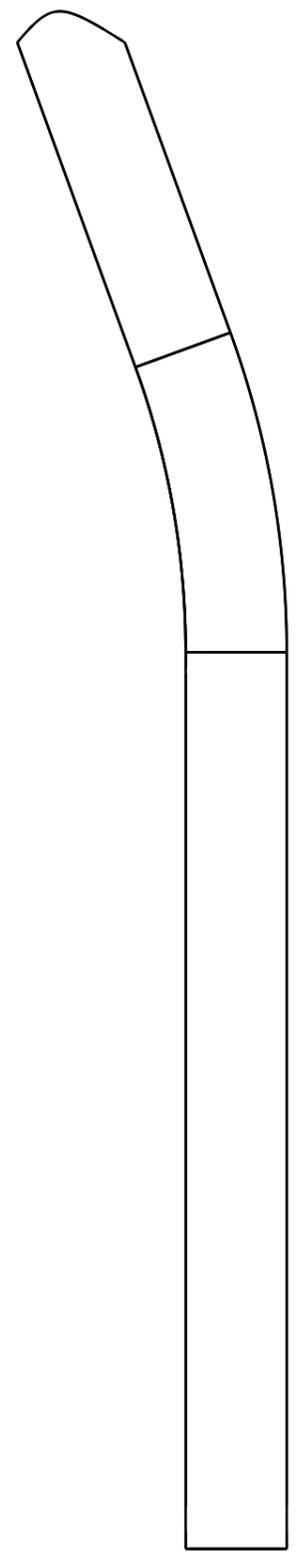
Top view
Scale: 1:4

| | | | | | |
|---|---------------------------------|---|--------------------|---------------|---------------|
|  | E.T.S.I.I.T | ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN | | | |
| | INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M. | APELLIDOS, NOMBRE ARTETA ERVITI, XABIER | | | |
| PROYECTO | MOTOSTUDENT 1 | | FIRMA | REVISADO | APROBADO |
| PLANO | TUBOS BASCULANTE | | FECHA 30/3/2010 | ESCALA 1:4 | Nº PLANO 1 |



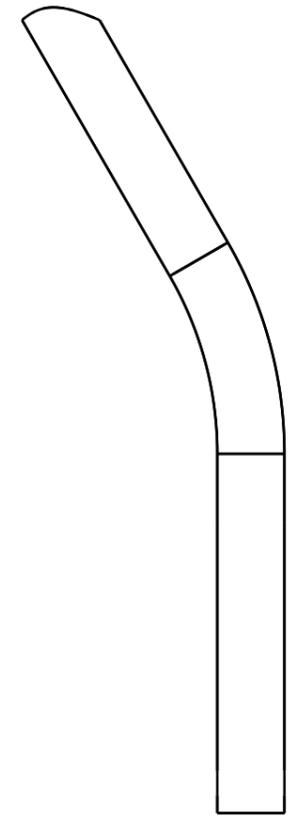
Front view
Scale: 1:2

Tubos 1=2



Front view
Scale: 1:2

Tubos 12=13



Front view
Scale: 1:2

| | | | | | |
|---------------------------|---------------------------------|--|---|---------------|---------------|
| | E.T.S.I.I.T | | ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN | | |
| | INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M. | | APELLIDOS, NOMBRE ARTETA ERVITI, XABIER | | |
| PROYECTO MOTOSTUDENT 1 | | | FIRMA | REVISADO | APROBADO |
| PLANO Plegado tubos | | | FECHA 30/3/2010 | ESCALA 1:2 | Nº PLANO 1 |

H G F E D C B A

4

4

3

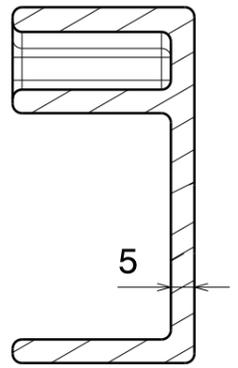
3

2

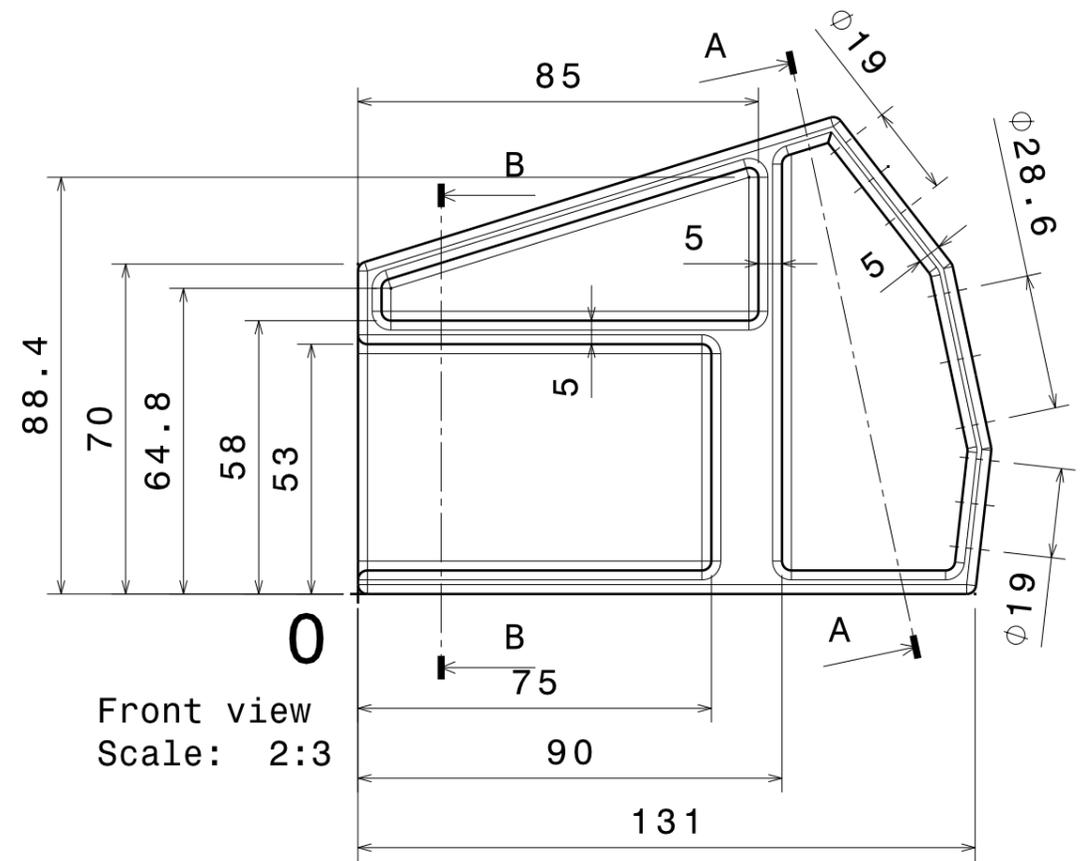
2

1

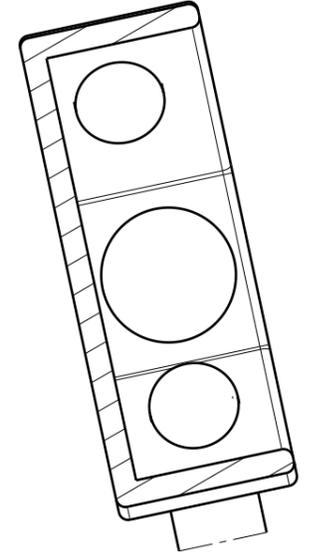
1



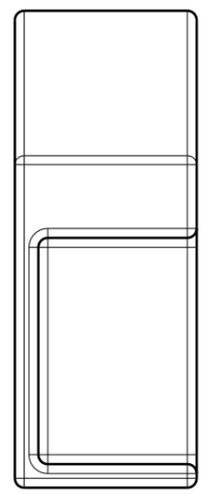
Section view B-B
Scale: 2:3



Front view
Scale: 2:3



Section view A-A
Scale: 2:3



Front view
Scale: 2:3

ARISTAS REDONDEADAS CON HERRAMIENTA DE DIAMETRO 2 MM.
NERVIADO MÍNIMO 5 MM.

| | | | | | |
|---|---------------------------------------|---|--------------------|---------------|---------------|
|  | E.T.S.I.I.T | ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN | | | |
| | INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M. | APELLIDOS, NOMBRE ARTETA ERVITI, XABIER | | | |
| PROYECTO | MOTOSTUDENT 1 | | FIRMA | REVISADO | APROBADO |
| PLANO | Premecanizado pletina dcha basculante | | FECHA 30/3/2010 | ESCALA 1:4 | Nº PLANO 1 |

H G F E D C B A

H G F E D C B A

4

4

3

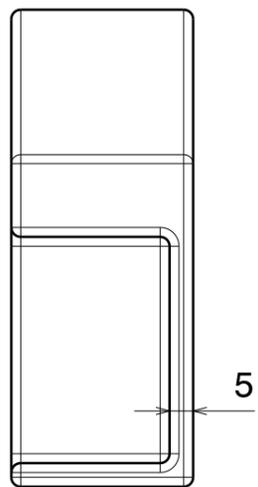
3

2

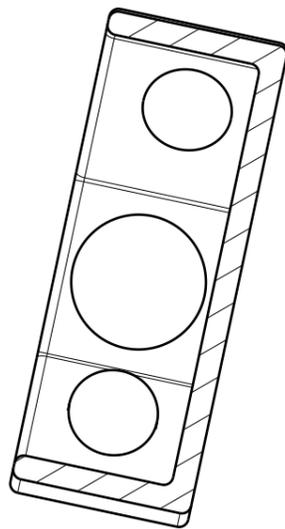
2

1

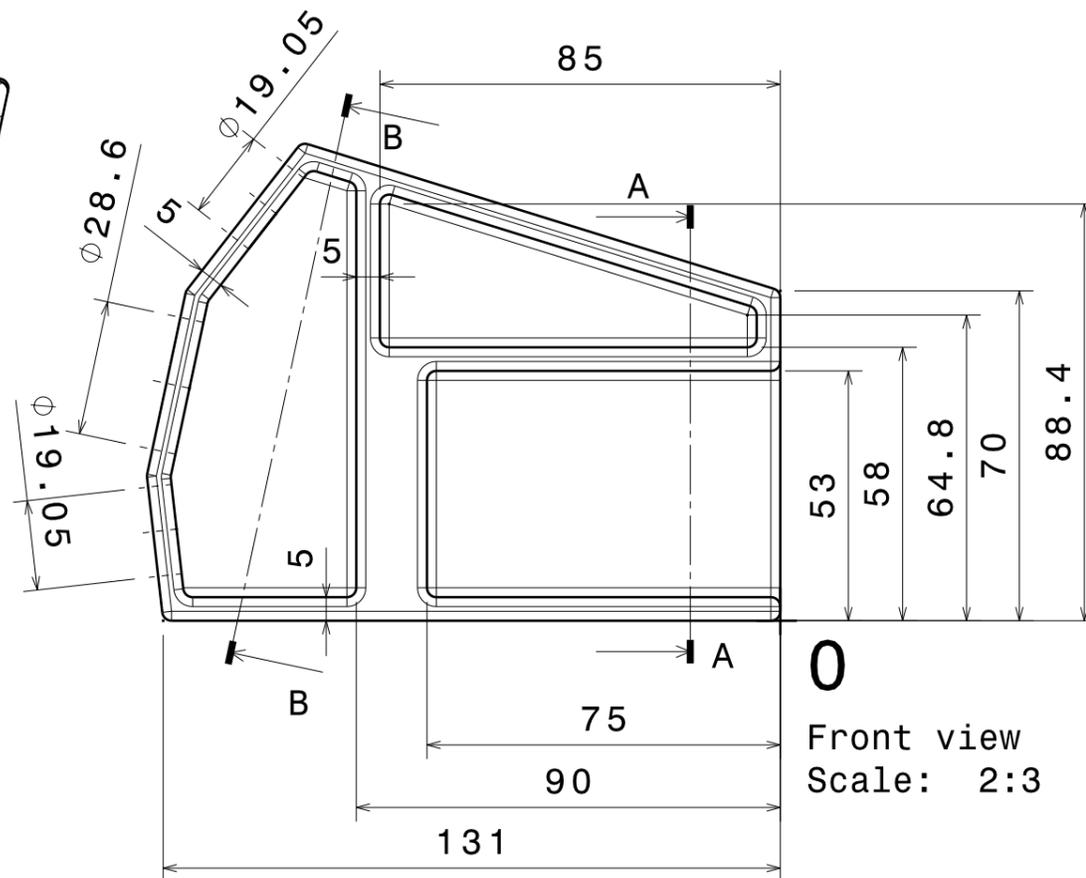
1



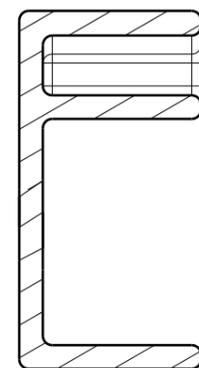
Right view
Scale: 2:3



Section view B-B
Scale: 2:3



0
Front view
Scale: 2:3

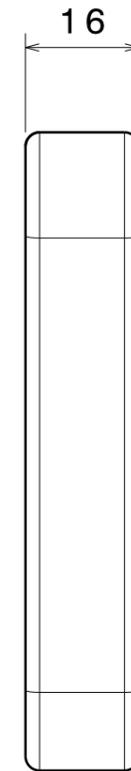
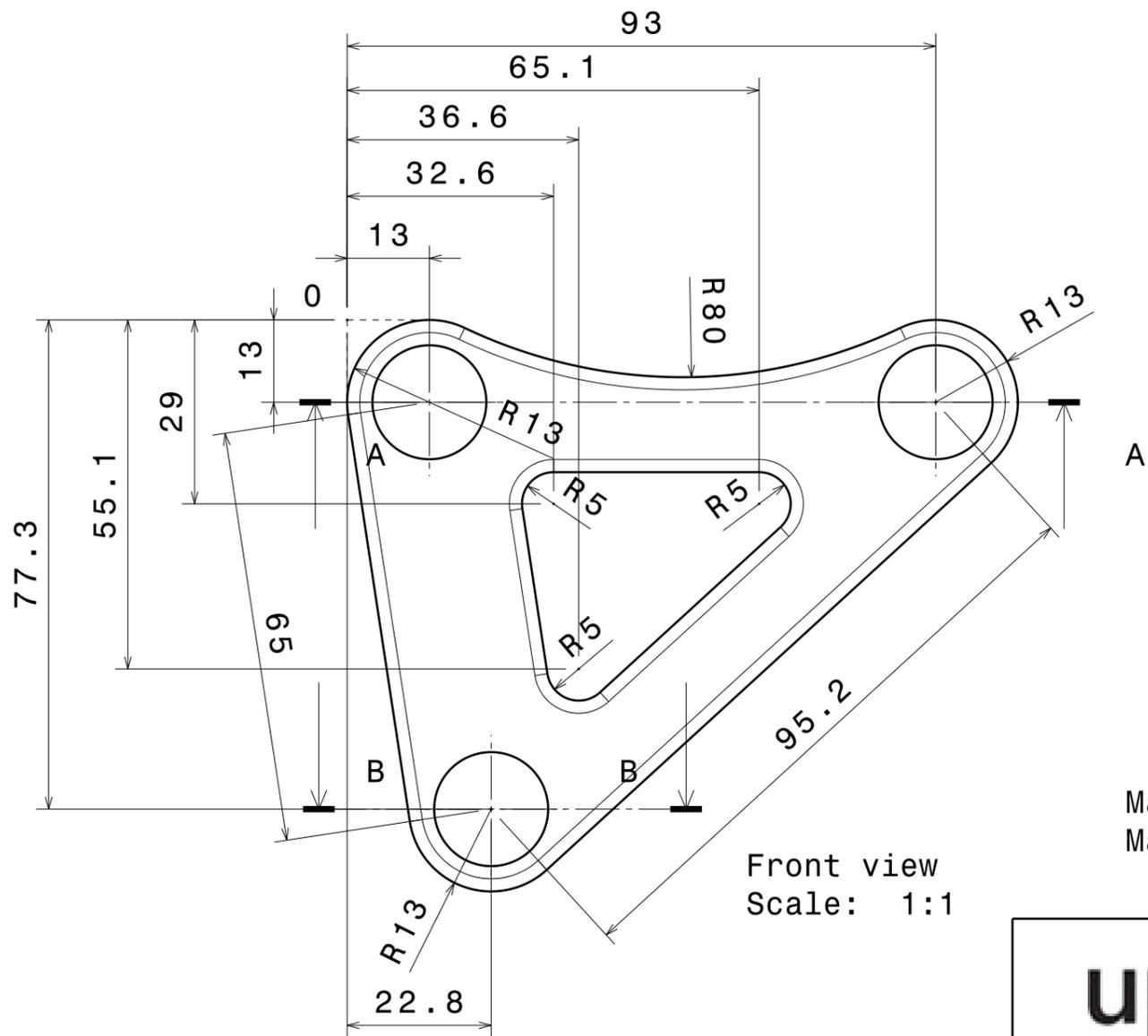
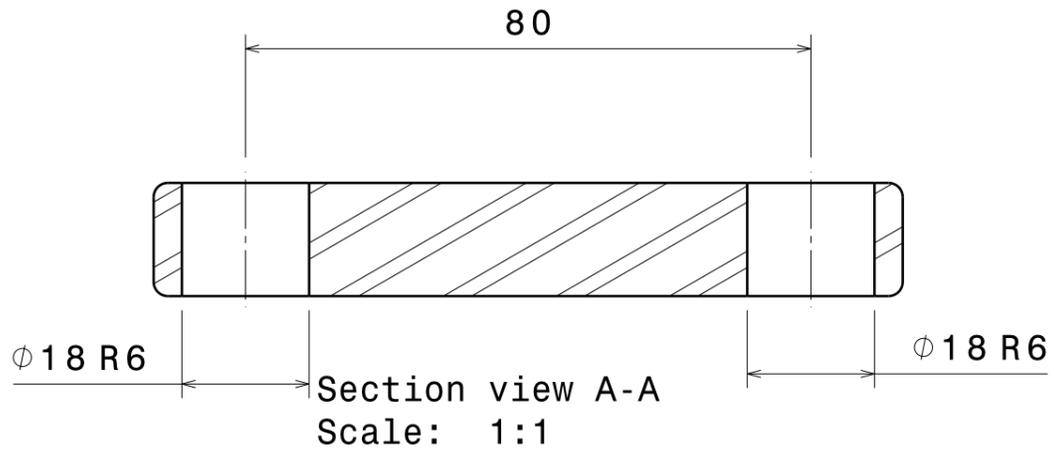


Section view A-A
Scale: 2:3

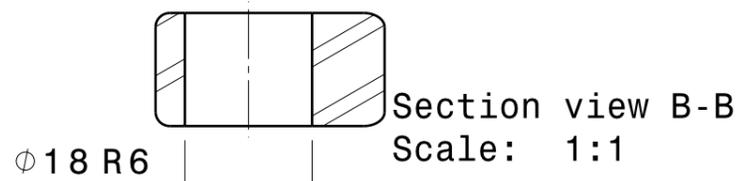
ARISTAS REDONDEADAS CON HERRAMIENTA DE DIAMETRO 2 MM.
NERVIADO MÍNIMO 5 MM.

| | | | | | |
|---|---------------------------------|--|---|---------------|---------------|
|  | E.T.S.I.I.T | | ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN | | |
| | INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M. | | APELLIDOS, NOMBRE ARTETA ERVITI, XABIER | | |
| PROYECTO MOTOSTUDENT 1 | | | FIRMA | REVISADO | APROBADO |
| PLANO Premecanizado pletina izda basculante | | | FECHA 30/3/2010 | ESCALA 2:3 | Nº PLANO 1 |

H G F E D C B A



Material Aluminio 6082
Matar aristas



| | | | | | |
|---|---------------------------------|--|---|---------------|---------------|
|  | E.T.S.I.I.T | | ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN | | |
| | INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M. | | APELLIDOS, NOMBRE ARTETA ERVITI, XABIER | | |
| PROYECTO MOTOSTUDENT 1 | | | FIRMA | REVISADO | APROBADO |
| PLANO ROCKER SUSPENSION TRASERA | | | FECHA 30/3/2010 | ESCALA 1:1 | Nº PLANO 1 |